

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

# **12** 2013

#### Главный редактор А.И. САВКИН

#### РЕЛАКЦИОННАЯ 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, членкорр. 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), Кузин В.В., д-р техн. наук, Попов Д.Н., д-р техн. наук, Попов А.В., д-р техн. наук, Рыбин В.В., д-р техн. наук, член-корр. РАН, Салтыков М.А., д-р техн. наук, Трегубов Г.П., д-р техн. наук, Скугаревская Н.В. (ответственный секретарь)

#### 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 "Белый ветер", 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4

### СОДЕРЖАНИЕ

#### КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES **Лазарев В. Е., Ломакин Г. В., Лазарев Е. А.** — Технология экспериментальной оценки Lazarev V. E., Lomakin G. V., Lazarev E. A. — Methods of experimental и причины неустойчивого впрыскивания распылителем топливной форсунки . . . . estimate and reasons of unstable injections by fuel nozzle atomizer **Александров И. К., Несговоров Е. В.** — Автоматическая система управления гибридным Aleksandrov I. K., Nesgovorov E. V. — Automatic control system by hybrid приводом транспортного средства с рекуперацией энергии в накопитель . . . . . . drive of a transportation vehicle with energy recuperation into accumulator **Шермухамедов А. А., Хакимзянов Р. Р.** — Прочностные характеристики каркаса кабины Shermukhamedov A. A., Khakimzyanov R. R. — Strength characteristics of a tractor cabin frame at impact loading **Aleksandrov V. Yu., Klimovskiy K. K.** — Measurement of total pressure in relative flow motion behind the rotor wheel of impeller machine **Александров В. Ю., Климовский К. К.** — Измерение полного давления в относительном Поляков Б. Н. — Полные вероятностные диаграммы усталости материалов крупно-Polyakov B. N. — Complete probability fatigue diagrams of materials for large-sized forgings Корнеев А. Ю. — Анализ динамики жесткого ротора на конических гидродинамических Korneev A. Yu. — Dynamic analysis of a rotor on tapered hydrodynamic sliding bearings by locus method Olenev E. A. — Analytical analysis of emissivity of combustion products in heat Оленев Е. А. — Аналитический расчет степени черноты продуктов сгорания в тепло-engineering devices **Метильков С. А., Бережной С. Б.** — Определение периодичности смазывания шарниров Metil'kov S. A., Berezhnoy S. B. — Definition of lubricating period of hinges of driving roller chains in open drives **Карпачев А. Ю., Николаев С. М.** — Исследование динамических характеристик дисковой Karpachev A. Yu., Nikolaev S. M. — Dynamic research of circular saw with radial compensators Kustarev G. V., Pavlov S. A., Zhartsov P. E. — Modeling of material impaction Кустарев Г. В., Павлов С. А., Жарцов П. Е. — Моделирование процесса уплотнения process through elastic element A series of articles Цикл статей "Problems of tribology - friction, wearing away and lubrication" "Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки" Задорожная Е. А., Леванов И. Г., Пырьев С. А. — Расчет сложнонагруженных Zadorozhnaya E. A., Levanov I. G., Pyr'ev S. A. — Analysis of combined loaded tribounits of highly uprated engine ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ MANUFACTURING ENGINEERING Вайнер Л. Г., Носенко В. А., Сафронов А. Э. — Исследование трансформации Vayner L. G., Nosenko V. A., Safronov A. E. — Research of transformation рабочих поверхностей шлифовальных кругов при поточной обработке торцов колец of abrasive disks operating areas at in-line processing of bearing rings Григорьев С. Н., Кузнецов А. П., Волосова М. А., Кориат Х.-Дж. — Классификация Grigor'ev S. N., Kuznetsov A. P., Volosova M. A., Koriat Kh.-Dzh. — Classification of machine tools by energy efficiency **Мадрахимов Д. У., Махкамов Р. Г.** — Совершенствование технологии насечки зубьев Madrakhimov D. U., Makhkamov R. G. - Improvement of teeth cutting technology on rotary saws Цикл статей A series of articles "Проблемы теории механической обработки" "Problems of theory of machining work" Воронцов А. Л. — Теоретическое обеспечение технологической механики. 8. Плоская **Vorontzov A. L.** — Theoretical support of technological mechanics. 8. Plain stress problem in theory of plasticity. Part 1 Серия статей A series of articles "Проблемы теории и практики резания материалов" "Problems of theory and practice of materials cutting" Афонасов А. И., Ласуков А. А. — Процесс элементного стружкообразования при резании **Afonasov A. I., Lasukov A. A.** — Process of discontinuous chip formation at metal cutting Обработка материалов без снятия стружки Chipless processing of materials **Муравьев В. И., Бахматов П. В., Пицык В. С.** — Получение соединения втулка—вал Murav'ev V. I., Bakhmatov P. V., Pitsyk V. S. — Obtaining of bushing-shaft joint by pressing with successive sintering ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION Речкалов А. В., Даутова О. Р., Дунаев Д. Н. — Оптимизационное планирование Rechkalov A. V., Dautova O. R., Dunaev D. N. - Optimization planning of foundry production

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

Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за

Сдано в набор 02.10.2013. Подписано в печать 14.11.2013. Формат  $60 \times 88$  1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

Index of papers having been published in the "Vestnik mashinostroeniya"

CONTENTS

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.

# КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.43.038.3

В. Е. ЛАЗАРЕВ, д-р техн. наук, Г. В. ЛОМАКИН, канд. техн. наук, Е. А. ЛАЗАРЕВ, д-р техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: power\_engine@mail.ru

# Технология экспериментальной оценки и причины неустойчивого впрыскивания распылителем топливной форсунки<sup>1</sup>

Определены показатели топливоподачи опытным распылителем, установленным в форсунку с электрогидравлическим управлением, при разных давлениях впрыскивания. Установлены характер развития топливных струй и расход топливоподачи.

**Ключевые слова:** дизель, распылитель, топливная форсунка, давление, продолжительность впрыскивания, топливная струя.

The indexes of fuel supply by experimental atomizer, installed in electrohydraulic control nozzle, at different injection pressures are determined. The development character of fuel jets and fuel supply consumption are defined.

**Keywords:** diesel, atomizer, injection nozzle, pressure, injection duration, fuel jet.

Развитие источников энергии в транспортном машиностроении — тепловых двигателей, в частности дизелей, направлено на дальнейшее повышение топливной экономичности и снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами. Снизить дымность отработавших газов можно уменьшением продолжительности впрыскивания топлива, повысив давление, что реализуется в дизельных аккумулирующих системах впрыскивания топлива, например в Common Rail (CR). Дозирование топлива в данных системах осуществляется с помощью электрогидравлических устройств, размещенных в топливной форсунке. При этом развитие топливной струи, распыление и расходные характеристики определяются особенностями гидродинамических явлений, возникающих при движении топлива в каналах, полостях и распыляющих отверстиях распылителя топливной форсунки, и в значительной степени зависят от давления  $p_{\text{вп}}$ топлива при впрыскивании.

При высоких давлениях  $p_{\rm B\Pi}$  наиболее отчетливо проявляются неустойчивость работы распылителя и нестабильность расходно-временной характеристики  $G=f(\tau)$  впрыскивания топлива. Рассмотрение причин этих явлений, приводящих к снижению экономических и экологических показателей, позволит разработать мероприятия по их устранению и повысить технический уровень транспортных дизелей.

Причины неустойчивости развития топливной струи и нестабильности расходно-временной характеристики топливной форсунки с электрогидравлическим управлением системы CR определяли при безмоторном эксперименте, используя анализатор впрыскивания и камеры высокого давления с газовой средой, разработанные специалистами кафедры "Двигатели внутреннего сгорания" в лаборатории Мюнхенского технического университета (Германия).

Для реализации высоких давлений впрыскивания топлива в качестве базовой модификации принят распылитель с укороченным для повышения жесткости корпусом, который используется в топливной аппаратуре насосного впрыскивания дизеля 4ЧН15/20,5. Распылитель имеет пять распыляющих отверстий диаметром 0,4 мм с углом конуса между осями отверстий 120°.

Для совершенствования конструкции были уменьшены длина (с 18 до 10 мм) и диаметр (с 6 до 4 мм) направляющего прецизионного сопряжения, что позволило уменьшить массу иглы в 1,6 раза. В корпусе распылителя увеличены число (с 3 до 5) наклонных топливных каналов и объем полости под дифференциальной площадкой иглы.

На рис. 1 представлены распылители различных конструкций. В топливной форсунке с электрогидравлическим управлением системы CR используется удлиненный распылитель (рис. 1, a), в системах насосного впрыскивания — топливная форсунка с укороченным распылителем (рис.  $1, \delta$ ). Распыли-

 $<sup>^{1}</sup>$  Работа выполнена при поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках программы "Развитие научного потенциала высшей школы на 2011—2013 гг." и Германской службы академических обменов DAAD (проект № 2.2.2.3/11.7202.2013).

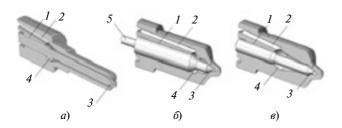


Рис. 1. Удлиненный (a), укороченный (b) и опытный (b) распылители топливной форсунки дизеля:

1 и 3 — направляющее и уплотняющее прецизионные сопряжения; 2 — наклонный топливный канал; 4 — полость под дифференциальной площадкой иглы; 5 — хвостовик иглы

тель оригинальной конструкции<sup>2</sup>, в котором совмещены положительные качества удлиненных и укороченных модификаций (рис. 1,  $\theta$ ).

### Адаптация распылителя, оборудование и измерительная аппаратура

Были выполнены следующие работы:

определение возможности использования опытного распылителя в форсунке с электрогидравлическим управлением дизельной аккумулирующей системы впрыскивания CR;

определение зависимости продолжительности  $\tau_{B\Pi}$  впрыскивания и времени  $\tau$  подачи импульса в электромагнитное устройство форсунки от давления топлива при неизменной цикловой подаче;

определение расходно-временных характеристик топливной форсунки и их стабильности при разных давлениях впрыскивания;

оценка развития топливных струй и устойчивости впрыскивания при разных давлениях.

Для адаптации распылителя к работе в топливной форсунке электрогидравлического управления удален хвостовик 5 иглы (см. рис. 1,  $\delta$ ) и изменена конструкция накидной гайки крепления распылителя, в частности уменьшена ее длина и изменен шаг резьбы (рис. 2). Использована дополнительная втулка для замыкания кинематической схемы и обеспечения хода иглы, равного 0,32 мм, при монтаже распылителя в форсунку в составе дизельной аккумулирующей системы впрыскивания CR.

В качестве оборудования при экспериментальных исследованиях использовали камеру высокого давления газовой среды и анализатор процесса впрыскивания топлива. Камера предназначена для имитации состояния воздушной среды в цилиндре дизеля, визуализации состояния и развития топливной струи при впрыскивании и представляет собой толстостенный стальной контейнер с отверстиями для установки форсунки и одним фронтальным и двумя боковыми окнами для визуализации процесса впрыскивания, оборудован-

 $^2$  Пат. № **2105186 Рос. Федерации:** МПК $^7$  6 F 02 V 53/04. Распылитель топливоподающей форсунки.

ными скоростной видеокамерой (рис. 3, *a*). Цель — определение таких параметров топливной струи, как угол распыления, дальнобойность и равномерность распределения топлива в топливном факеле для последующего их согласования с формой и размерами камеры сгорания дизеля. Камеру высокого давления использовали для визуализации процесса впрыскивания топлива при давлениях газовой среды от 4 до 22 МПа.

Анализатор впрыскивания топлива (рис. 3,  $\delta$ ) предназначен для определения расходно-временных характеристик процесса и представляет собой стальной цилиндрический приемник для установки форсунки, соединенный с заполненным дизельным топливом толстостенным измерительным трубопроводом длиной около 10 м с наружным диаметром 10 мм. Второй конец измерительного трубопровода сопряжен с мембранным устройством, имеющим штуцер для подачи сжатого газа (воздух или азот) и создания в измерительном трубопроводе противодавления  $1\div 3$  МПа.

Измерение цикловой подачи осуществляется впрыскиванием топлива под высоким давлением в среду дизельного топлива с относительно малым (до 3 МПа) давлением. Формирующаяся в измерительном трубопроводе волна давления регистрируется дифференциальным тензометрическим датчиком и используется при вычислении цикловой



Рис. 2. Элементы штатного (a) и опытного (b) распылителей, корпус форсунки (b) и форсунка со штатным (c) и опытным распылителями в сборе (d)

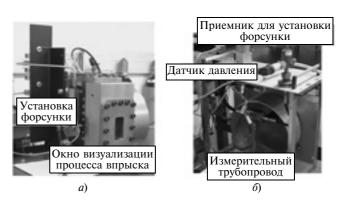


Рис. 3. Камера высокого давления газовой среды (a) и анализатор процесса впрыскивания топлива (b)

подачи топлива методом, разработанным фирмой R. Bosch GmbH (Германия). В данной системе создается давление в анализаторе процесса впрыскивания топлива и камере высокого давления газовой среды специальным топливным насосом высокого давления (ТНВД), приводимым в действие электродвигателем.

После выбора и адаптации оборудования выполняют согласование тестовых режимов и предварительную оценку возможного диапазона давлений впрыскивания топлива — от 30 до 120 МПа. Максимальное давление впрыскивания топлива обусловлено трехкратным превышением действительных средних (40 МПа) давлений в топливной аппаратуре насосного впрыскивания. Для выбранных значений давления с использованием основных положений гидродинамики и теории ДВС определяли расчетное время — продолжительность т<sub>вп</sub> впрыскивания топлива электроуправляемой форсункой.

#### Анализ результатов

Экспериментально определяли зависимость продолжительности  $\tau_{B\Pi}$  впрыскивания от давления  $p_{\rm BH}$  топлива при впрыскивании (рис. 4, a). Время впрыскивания топлива, определенное экспериментально при разных  $p_{\rm BH}$ , сопоставляли с расчетными результатами. При заданной цикловой подаче топлива  $g_{\text{II}} = 170 \text{ мг/цикл сходимость}$ расчетных и экспериментальных результатов наблюдалась в диапазоне значений  $p_{\rm BH}=20\div60~{\rm M\Pi a}$  (см. рис. 4, a, область A). При  $p_{\rm BH}>60~{\rm M\Pi a}$  имелись расхождения. Время  $\tau$  подачи импульса на электромагнитный клапан форсунки с опытным распылителем при  $p_{\rm BH} > 60 \ {\rm M\Pi a}$  определяли только экспериментально (рис. 4,  $\delta$ ). Особенностями полученных экспериментально зависимостей являются их нелинейность и существенная разница продолжительностей впрыскивания и подачи импульса на электромагнитный клапан при неизменном давлении впрыскивания. С увеличением  $p_{\rm BH}$  в 4 раза продолжительность т импульса сокращалась в 8 раз, а продолжительность  $\tau_{B\Pi}$  впрыскивания в 3,4 раза.

Расходно-временные характеристики при разных давлениях впрыскивания представлены на рис. 5 (см. обложку). При  $p_{\rm BH}=65$  МПа наблюдалось резкое увеличение цикловой подачи топлива, для сохранения которой необходимо значительное снижение фактического времени подачи импульса и, соответственно, продолжительности впрыскивания. При  $p_{\rm BH}>100$  МПа время подачи импульса на электромагнитный клапан форсунки сокращалось до минимально возможного значения.

Суммарное проходное сечение пяти распыляющих отверстий распылителя настолько велико, что при скорости движения топлива выше 360 м/с значительный расход при малом дросселировании ухудшает качество распыления, что обусловило не-

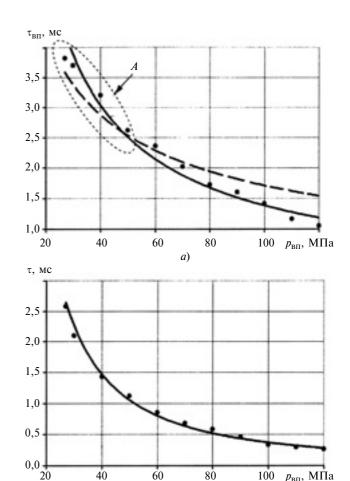


Рис. 4. Экспериментальные (—) и расчетные (····) зависимости продолжительности  $\tau_{\rm BH}$  впрыскивания (a) и продолжительности  $\tau$  импульса (б) от давления  $p_{\rm BH}$  впрыскивания топлива для распылителя типа  $5\times0,4\times120^\circ$  при  $g_{\rm H}=170$  мг/цикл

*б*)

обходимость уменьшения фактической продолжительности впрыскивания топлива.

Однако устанавливать время подачи импульса меньше 0,25 мс нежелательно, это регламентировано возможностями электромагнитного клапана топливной форсунки. Такое время подачи импульса используется лишь при предварительном впрыскивании топлива (в случае управляемой топливоподачи) для исследуемой форсунки со штатным распылителем. При  $p_{\rm BII} > 70~{\rm M\Pi a}$  чувствительность распылителя к изменению продолжительности управляющего импульса значительно повышается, что затрудняет точную регулировку цикловой подачи топлива при незначительной нестабильности.

При  $p_{\rm BH} > 60~{\rm M}$ Па относительная стабильность впрыскивания топлива достигается снижением времени подачи управляющего импульса на электромагнитный клапан форсунки.

Анализ расходно-временных характеристик показал, что начиная с  $p_{\rm B\Pi}=100~{\rm M\Pi a}$  сокращение времени управляющего импульса до критического значения при заданной суммарной площади проходных сечений распыляющих отверстий нарушает

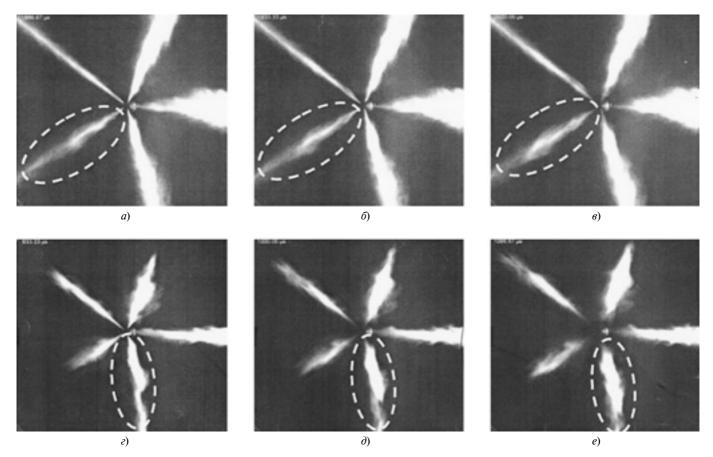


Рис. 6. Развитие топливных струй в распылителе типа  $5\times0,4\times120^\circ$  при  $p_{\rm BH}=70~(a-s)$  и 120 МПа (z-e), временной шаг измерения — 66 мкс

устойчивость впрыскивания топлива, одним из показателей которой является относительная стабильность его расхода (см. рис. 5,  $\delta$ — $\epsilon$ , область A).

Для установления причин неустойчивого впрыскивания топлива, оценки равномерности его распыления и дальнобойности топливной струи в опытном распылителе проведены оптические исследования процесса впрыскивания в камере высокого давления газовой среды (рис. 6), что позволило визуализировать процесс в пошаговом режиме при разных давлениях.

В результате оптических исследований в камере высокого давления при  $p_{\rm BII} > 70 \ {\rm M}\Pi {\rm a}$  выявлена значительная неравномерность формы топливной струи, истекающей из распыляющих отверстий, и, следовательно, неравномерность распределения топлива по объему камеры сгорания, что крайне нежелательно. Это не позволяет получить топливовоздушную смесь требуемого состава и приводит к появлению локальных (по объему камеры сгорания) коэффициентов избытка воздуха и теплоотдачи от рабочих газов в стенки камеры сгорания, снижению эффективности и экономичности рабочего цикла дизеля. Неравномерность распределения топлива по объему камеры сгорания можно объяснить недостатками технологии изготовления распыляющих отверстий распылителя.

Заметим, что перед проведением безмоторных оптических испытаний в камере высокого давления исследуемый распылитель уже отработал в условиях стендовых ресурсных испытаний дизеля при полной нагрузке примерно 400 моточасов, что могло привести к частичному закоксовыванию его распыляющих отверстий.

Исследованиями установлено, что при  $p_{\rm BH}=70~{\rm M\Pi a}$  за временной интервал ( $\approx 533~{\rm MKc}$ ) в одном из распыляющих отверстий (см. рис. 6, зона обведена штриховой линией) наблюдаются явно выраженные колебания потока в топливной струе. Такое изменение формы топливной струи характеризуется резким появлением и исчезновением различных "уплотнений". Анализ расходно-временной характеристики показал, что значительное изменение расхода топлива за небольшой промежуток времени является причиной неустойчивости расхода топлива в основной и заключительной фазах впрыскивания.

Дальнейшее повышение давления до 120 МПа при неравномерности расходов топлива через отдельные распыляющие отверстия позволило выявить разную дальнобойность топливных струй, что при использовании традиционных систем насосного впрыскивания топлива принято рассматривать как удовлетворительное, например, для

камер сгорания с объемно-пленочным способом смесеобразования. Однако это совершенно неприемлемо для камер сгорания с объемным смесеобразованием, предусматривающим строгое согласование формы и размеров топливной струи с формой и размерами камеры сгорания. Неодинаковая дальнобойность топливных струй может стать причиной попадания части топлива не внутрь, а на стенку камеры сгорания, что в дальнейшем приведет к его послойному испарению и "порционному" вступлению в процесс сгорания, вызывая необоснованное увеличение продолжительности последнего. Это опасно, так как повышает тепловые потери в стенках внутрицилиндрового пространства, тепловую и механическую нагруженности деталей камеры сгорания и снижает экономические и экологические показатели дизеля.

Состояние направляющего прецизионного сопряжения, которое контролировали по утечкам, собираемым в отдельный резервуар, и мощности, затрачиваемой на привод насоса высокого давления, признано удовлетворительным, так как суммарные утечки и затраты мощности на привод ТНВД были сопоставимы со значениями, имеющими место при использовании штатных распылителей.

Таким образом, установлено, что распылители с укороченным корпусом можно использовать в дизельных аккумулирующих системах впрыскивания типа Common Rail при повышенных давлениях, обеспечивающих требуемые экономические и экологические показатели дизеля.

Модифицированное направляющее прецизионное сопряжение таких распылителей обеспечива-

ет умеренные утечки при повышенных давлениях впрыскивания топлива до 120 МПа. Уплотняющее прецизионное сопряжение обеспечивает герметичность при отсутствии подтекания топлива с носка распылителя между впрыскиваниями. Торцевое сопряжение распылителя с корпусом форсунки исключает утечку топлива при повышенных давлениях впрыскивания.

Для обоснования объемов и конфигураций топливных полостей над и под иглой при уменьшении дифференциальной площадки иглы в нижней части направляющего прецизионного сопряжения требуется анализ гидравлического тракта опытного распылителя, например CFD-моделированием. Это позволит приблизить фактическую расходно-временную характеристику распылителя к виду, при котором относительно плавный подъем иглы сочетается с резкой "отсечкой" в конце впрыскивания топлива при посадке иглы в седло корпуса распылителя.

Число, форма и размеры каналов, формирующих распыляющие отверстия распылителя, выбранные по результатам моторных испытаний, необходимо оценивать, учитывая технологию их изготовления. Диаметр распыляющих отверстий, составляющий 0,4 мм, обеспечивает устойчивую работу распылителя в диапазоне давлений  $p_{\rm BH}=30\div60$  МПа. Для устойчивого впрыскивания, стабилизации расходно-временных характеристик и длительности управляющего импульса при повышении давления впрыскивания  $p_{\rm BH}>80$  МПа целесообразно увеличить число распыляющих отверстий при уменьшении их диаметров.

УДК 629.113-235:621.85

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

## Автоматическая система управления гибридным приводом транспортного средства с рекуперацией энергии в накопитель

Рассмотрена система автоматического регулирования, обеспечивающая адаптивность силовой установки транспортного средства с электрифицированной трансмиссией, исключая работу ДВС на неустановившемся режиме, что снижает энергопотребление транспортного средства.

**Ключевые слова:** автоматическая система управления, транспортное средство, привод, электрифицированная трансмиссия.

The automatic control system, providing adaptability of power plant of transportation vehicle with electrified transmission, excluding ICE operation on non-stationary mode, that reduces energy consumption of a transportation vehicle, is considered.

**Keywords:** automatic control system, transportation vehicle, actuator, electrified transmission.

Недостатком автоматической системы регулирования (АСР), представленной в работах [1, 2], является то, что при обеспечении стабилизации работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) на внешней скоростной характеристике она не реализует возможность рекуперации энергии торможения транспортного средства в накопитель электрической энергии для последующего ее использования.

Для решения этой задачи разработана автоматическая система управления (рис. 1) гибридным приводом транспортного средства, обеспечивающая рекуперацию энергии в накопитель. На рис. 2 представлена схема коммутации четырех одиночных конденсаторов, составляющих блок конденса-

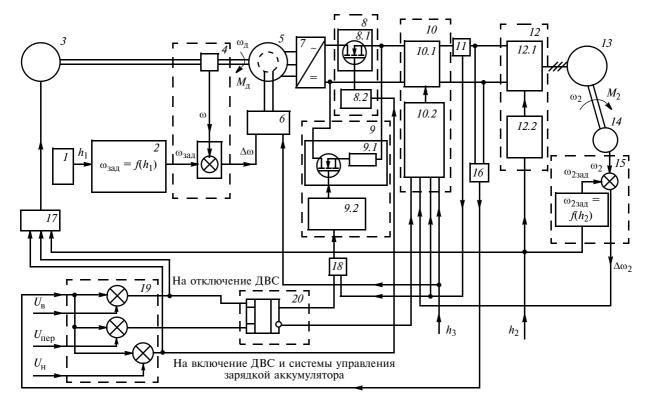


Рис. 1. Автоматическая система управления элементами гибридного привода транспортного средства, обеспечивающая рекуперацию энергии в накопитель электрической энергии

торов, с помощью системы управления (СУ) силовыми ключами  $S_1-S_{11}$ . В таблице показаны варианты состояний (включен/выключен) ключей и приведены выражения для определения емкости  $C_9$  блока накопителей при заданных соединениях.

Автоматическая система (см. рис. 1) содержит: задатчик 1 положения топливоподающего устройства с выходным сигналом  $h_1$ ; преобразователь 2 положения топливоподающего устройства в сигнал задания угловой частоты  $\omega_{\text{зад}}$  вращения выходного вала ДВС; ДВС 3; сравнивающее устройство 4 с выходным сигналом  $\Delta\omega=\omega_{\rm 3ag}-\omega$ ; генератор 5 переменного тока; преобразователь 6 разности заданной и действительной угловых частот вращения выходного вала ДВС в соответствующий ток возбуждения генератора 5 переменного тока; выпрямитель 7; систему 8 управления током зарядки управляемого накопителя электрической энергии при питании от генератора; блок 9 поглощения энергии, состоящий из силовой части 9.1 и системы 9.2 управления; накопитель 10 электрической энергии, состоящий из отдельных блоков химических аккумуляторных батарей или конденсаторов, соединенных вместе, включающий в себя систему 10.2 управления и силовую часть 10.1 на основе быстродействующих ключей и имеющий на входе сигнал  $h_3$ от педали тормозного механизма на включение, систему 12 управления электрическим двигателем, включающую в себя силовой преобразователь 12.1 с собственной системой управления 12.2, прини-

мающей сигнал  $h_2$  от водителя; электрический тяговый двигатель 13; датчик 14 частоты вращения вала тягового электродвигателя; блок 15 сравнения фактического сигнала угловой частоты ω2 вращения с заданной частотой  $\omega_{3ад}$ ; датчик 16 напряжения на выходе выпрямителя 7; блок 17 управления выключением ДВС (уменьшение подачи топлива и перевод на режим холостого хода); блок 18 сравнения напряжений в звене постоянного тока с предварительно установленным напряжением  $U_{\rm B}$ , свидетельствующий также об отсутствии сигнала зарядки конденсаторов, поступающего от датчика 11; трехуровневый компаратор 19, преобразующий сигналы на его входе в команду на "отключение" или "включение" ДВС и системы управления током зарядки управляемого накопителя электрической энергии; логический блок 20, представляющий

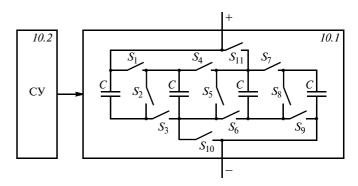


Рис. 2. Схема коммутации четырех одиночных конденсаторов

собой триггер с установочными входами R (сброс) и S (установка).

Устройство работает следующим образом.

В исходном состоянии при наличии или отсутствии сигнала на движение транспортного средства система управления блоком накопления энергии соединяет отдельные элементы аккумуляторов (конденсаторов) последовательно для обеспечения максимального рабочего напряжения на клеммах блока накопления энергии.

При снятии водителем транспортного средства сигнала  $h_2$  управления движением автомобиля, что предшествует подаче сигнала на торможение, возникает нулевой сигнал управления движением ( $h_2=0$ ), вызывающий перевод ДВС в режим работы с пониженной устойчивой частотой вращения выходного вала (режим холостого хода); в результате генератор электрической энергии, имеющий жесткую механическую связь с ДВС, отключается. С этого момента накопитель электрической энергии, входящий в звено постоянного тока, начинает получать энергию только от тягового электродвигателя, работающего в генераторном режиме.

Сигнал  $h_3$  торможения (нажатие на педаль тормозного механизма) имеет три ступени. На первом этапе торможения вырабатывается сигнал индикации огней торможения и сигнал управления схемой соединения отдельных элементов в накопителе электрической энергии. При дальнейшем воздействии на педаль тормозного механизма включается в работу вторая ступень торможения: сначала срабатывает система зарядки накопителя электрической энергии, при этом тяговый электродвигатель, обеспечивающий движение транспортного средства, переходит в режим работы генератора.

По мере снижения скорости движения уменьшается частота вращения вала тягового электродвигателя, что приводит к снижению генерируемой им электродвижущей силы и снижению эффективности торможения транспортного средства. При необходимости водитель увеличивает нажатие на тормозную педаль (третья ступень), что приводит к срабатыванию механической части тормозной системы и полной остановке транспортного средства.

При достижении предварительно установленного порога переключения  $U_{\text{пер}}$  логический блок 20 вырабатывает сигнал отключения блока 9 и одновременно подает сигнал разрешения работы на вход

блока 10.2. Такое же действие вызывается сигналом, создаваемым блоком, определяющим превышение частоты вращения вала электродвигателя над частотой вращения магнитного поля, задаваемого сигналом задания системы управления электродвигателем (движение под уклон).

Необходимым условием работы преобразователя частоты вращения является наличие в звене постоянного тока конденсатора (источника реактивной мощности) для создания магнитного поля асинхронной машины, а в случае эксплуатации электрической машины как тягового устройства (при автономной работе) — использование конденсатора как источника энергии.

Рабочее и допустимое напряжения разряженного и заряженного одиночного элемента в блоке накопителя определяются техническими условиями. Например, модуль ЭК404 (Компания "ЭСМА"), собранный из 30 одиночных конденсаторных элементов, соединенных последовательно, имеет диапазон рабочих напряжений 48÷24 В.

Необходимое рабочее напряжение блока накопителей, состоящего из элементов с различными напряжениями (т. е. с различной степенью заряженности), достигается созданием с помощью электронных ключей различных схем включения элементов (см. рис. 2 и таблицу), что обеспечивает управление напряжением блока накопителей и существенно изменяет величину напряжения. Это позволяет заряжать конденсаторы накопителя при снижении генерируемой генератором электродвижущей силы, благодаря чему осуществляется более полный отбор электрической энергии от генератора.

При снижении электродвижущей силы тягового двигателя, работающего в генераторном режиме, уменьшается напряжение, прикладываемое к блоку конденсаторов, включенных в цепь постоянного тока, что приводит к уменьшению зарядного тока конденсаторов.

Блок 19 (компаратор), фиксирующий близкое к нулю значение зарядного тока, вырабатывает сигнал на изменение схемы включения конденсаторов (см. рис. 2); соответствующее изменение положения электронных ключей в силовой схеме (см. таблицу) приводит к уменьшению напряжения на клеммных зажимах блока конденсаторов, что при неизменной электродвижущей силе генератора на момент коммутации приводит к увеличению зарядного тока блока конденсаторов.

Состояние силовых ключей  $S_1 \div S_{11}$  и соответствующие емкости  $C_3$  блока накопителей

Вариант	$S_1$	$S_2$	$S_3$	$S_4$	$S_5$	$S_6$	$S_7$	$S_8$	<i>S</i> <sub>9</sub>	$S_{10}$	$S_{11}$	$C_{9}$
1	+	_	+	+	_	+	+	_	+	-	_	C + C + C + C = 4C
2	_	+	_	_	_	_	_	+	_	+	+	1/(1/C + 1/C) + 1/(1/C + 1/C) = C
3	_	+	_	_	+	_	_	+	_	_	_	1/(1/C + 1/C + 1/C + 1/C) = C/4
Приме	Примечание. Знак "+" — ключ включен, "—" — выключен.											

А. А. ШЕРМУХАМЕДОВ, д-р техн. наук, Р. Р. ХАКИМЗЯНОВ, канд. техн. наук (Ташкентский автомобильно-дорожный институт, Узбекистан), e-mail: sheraziz@mail.ru

## Прочностные характеристики каркаса кабины трактора при ударных нагрузках

Предложена методика расчета изгибающего момента и кривизны в пластической зоне при упругопластическом расчете каркаса кабины трактора.

**Ключевые слова:** каркас, кабина, трактор, ударная нагрузка, расчет, изгибающий момент, кривизна.

The analysis method of bending moment and curvature in plastic zone at elastoplastic analysis of a tractor cabin frame is suggested.

**Keywords:** frame, cabin, tractor, impact load, analysis, bending moment, curvature.

При проектировании новой колесной машины требуется обеспечить пассивную безопасность, т. е. безопасность оператора при аварии и опрокидывании машины и комфорт при ее эксплуатации. В тракторе пассивную безопасность обеспечивают элементы кабины, что обусловливает особое внимание к этому вопросу при проектировании.

Пассивную безопасность новой техники, как правило, оценивают по результатам испытаний натурных образцов с приложением нормированных нагрузок, что весьма трудоемко. Поэтому необходима расчетная методика оценки ударной прочности кабины на этапе проектирования, позволяющая вносить необходимые изменения в конструкцию до создания опытных образцов.

Рассмотрим методику определения изгибающего момента и кривизны в пластической зоне при упругопластическом расчете каркаса кабины трактора на примере каркаса кабины хлопководческого трактора класса 1.4.

В качестве элемента пространственной модели каркасной конструкции рассмотрим элемент пространственного стержня (рис. 1), состоящий из двух узлов — i и j.

В упругопластическом расчете пространственной модели стержня при решении обратной задачи определяют два предела изгибающего момента — момент текучести  $M_{\rm T}$  и предельный момент  $M_{\rm пр}$ , по которым можно судить о начале текучести материала конструкции и его предельном состоянии.

Для расчета упругой зоны применяем известные методы [1-3].

Предположим, что радиус кривизны нейтрального слоя при действии изгибающих моментов  $M_{\chi}$  по нейтральной оси составляет [1]

$$\chi_X = EJ/M_X,\tag{1}$$

где E — модуль упругости материала; J — момент инерции поперечного сечения объекта расчета — балки.

Тогда относительное удлинение волокна, находящегося на расстоянии y от нейтрального слоя, составит

$$\varepsilon = y/\chi,\tag{2}$$

а изгибающий момент, при котором начинается текучесть, вычисляется по формуле

$$M_{\rm T} = \sigma_{\rm T} \frac{J_x}{c},\tag{3}$$

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

При дальнейшем уменьшении частоты вращения вала электродвигателя, работающего в режиме генератора, до второго предварительно установленного уровня (когда рекуперация становится невозможной) блок 18, фиксирующий отсутствие сигнала зарядки накопителя энергии, поступающего от блока 11, подает сигнал управления на логический блок 20, который вырабатывает и подает сигнал на запрещение работы на вход блока 10.2: одновременно с блока 18 поступает сигнал на блок 9.2 управления поглотителем энергии.

Таким образом, обеспечиваются рекуперация энергии в управляемый накопитель при торможении в более широком диапазоне вырабатываемых электрической машиной напряжений, что способствует увеличению возврата энергии для повторного ее использования в транспортном средстве. Это

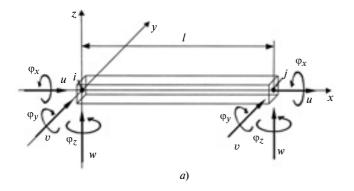
значительно снижает расход топлива гибридной силовой установкой.

На данный способ оптимизации работы накопителя электроэнергии получен патент [3].

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Александров И. К., Несговоров Е. В.** Адаптивная электромеханическая трансмиссия // Вестник машиностроения. 2011. № 10. С. 29—31.
- 2. Пат. 2338081 Рос. Федерации. Способ стабилизации минимального удельного расхода топлива двигателем внутреннего сгорания транспортного средства с электромеханической трансмиссией и устройство для его осуществления.
- 3. **Пат. 2418185 Рос. Федерации.** Способ минимизации удельного расхода транспортного средства с электромеханической трансмиссией с частичной рекуперацией и устройство для его осуществления.

1111



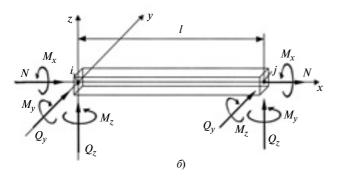


Рис. 1. Схемы перемещений и углов поворота узлов пространственного конечного элемента стержня (a) и действующих поперечных сил и изгибающих моментов  $(\delta)$ 

где  $J_{\chi}$  — момент инерции поперечного сечения балки относительно ее нейтральной оси; c — расстояние от этой оси до наиболее удаленного волокна балки;  $\sigma_{\rm T}$  — предел текучести материала (справочная величина).

Для полого стержня прямоугольного сечения шириной b и высотой h изгибающий момент составит

$$M_{\rm T} = \sigma_{\rm T} \left( \frac{bh^3}{12} - \frac{b_1h_1^3}{12} \right) \frac{2}{h},$$

где  $b_1$  и  $h_1$  — ширина и высота отверстия в стержне.

При изгибающем моменте больше момента  $M_{\rm T}$  волокна вблизи верхней и нижней поверхностей балки начнут испытывать состояние текучести. С увеличением изгибающего момента пластические деформации распространяются в глубину балки на величину e. Зависимость изгибающего момента от величины e имеет вид:

$$M = \sigma_{\rm T} \left( \frac{bh^2}{12} - \frac{b_1 h_1^2}{12} \right) \left[ 1 + \frac{2e}{h} \left( 1 - \frac{e}{h} \right) \right]. \tag{4}$$

Используя уравнения (1) и (4), можно построить график зависимости между изгибающим моментом M и кривизной  $1/\chi$  (рис. 2).

До момента  $M_{\rm T}$  имеет место упругая деформация, т. е. кривизна увеличивается пропорциональ-

но изгибающему моменту. При  $M > M_{\rm T}$  зависимость  $1/\chi$  от M становится нелинейной и все более крутой по мере того, как глубина e распространения пластической деформации приближается к h/2. Подставив e = h/2 в выражение (4), получим наибольший изгибающий момент:

$$M_{\rm np} = \sigma_{\rm T} \left( \frac{bh^2}{4} - \frac{b_1 h_1^2}{4} \right).$$

Значение момента  $M_{\rm пp}$  определяет положение горизонтальной асимптоты рассматриваемой зависимости. Чем ближе значение изгибающего момента M к  $M_{\rm пp}$ , тем значительнее его увеличение влияет на увеличение кривизны, что в итоге приводит к разрушению балки при предельном моменте  $M_{\rm np}$ .

При  $M > M_{\rm T}$  изгибающий момент определяем по формуле

$$M = M_{\rm T} + (M_{\rm Hp} - M_{\rm T})e^{1/n},$$

где n — показатель степени в приближенном уравнении.

Радиус  $\chi$  кривизны можно определить в зависимости от изгибающего момента. В работах [3, 4] радиусы  $\chi$  кривизны определяются соответственно по зависимостям:

$$\frac{1}{\chi} = \frac{M_{\rm T}}{EJ_{\rm X}\sqrt{3-2\frac{M}{M_{\rm T}}}} \ \ {\rm w} \ \frac{1}{\chi} = \sqrt{\frac{b\sigma_{\rm T}^3}{12E^2(bh^2\sigma_{\rm T}-M)}} \,.$$

В связи с невозможностью корректировки этих выражений в соответствии с полученной экспериментальной зависимостью (см. рис. 2, сплошная линия) была предложена зависимость для определения радиуса  $\chi$  кривизны:

$$\frac{1}{\chi} = \frac{M}{EJ\sqrt{1 - \left(\frac{M - M_{\rm T}}{M_{\rm \Pi D} - M_{\rm T}}\right)^n}}.$$

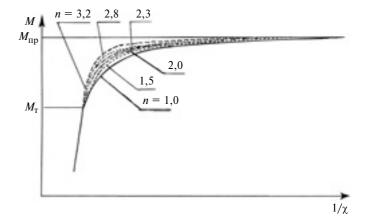


Рис. 2. Экспериментальная (сплошная кривая) и расчетные (все остальные кривые) зависимости кривизны  $1/\chi$  стержня от изгибающего момента M при разных показателях степени n

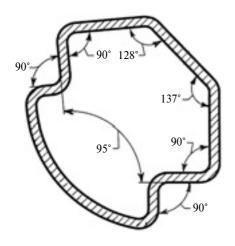


Рис. 3. Поперечное сечение стойки каркаса кабины трактора класса 1,4

Из зависимостей, полученных при разных показателях степени (величина n), зависимость, соответствующая n = 2,3 близка к экспериментальной.

Предложенная модель стала основой упругопластического расчета каркаса кабины повышенной комфортабельности для хлопководческих тракторов ТТЗ 80.30 и ТТЗ 80.31 [5]. Особенность данного каркаса — элементы со специальным профилем (рис. 3).

Для математической модели упругопластического расчета разработан пакет программ в среде QuickBASIC-4.0(4.5), основанный на методе конечных элементов [6, 7]. Предусмотрено создание DXF-файлов для подключения файлов CAD программ. С использованием данного программного продукта были рассмотрены:

деформации конструкции каркаса в зависимости от нагрузки при разных показателях степени n;

деформации конструкции каркаса кабины с предлагаемым профилем и четырехугольным профилем серийного производства;

влияние изменения жесткости конструкции каркаса на его деформацию.

На рис. 4 показаны зависимости деформации D конструкции каркаса от нагрузки F при разных показателях степени n, анализ которых подтвердил важность правильного выбора данного показателя. Так, при n=1,0 отклонение от экспериментальных данных составило 9 %, при n=2,3-7 %, при n=3,2-19 %.

Анализ результатов расчета и экспериментальных данных показал, что общая деформация согласно экспериментальным данным составила 230 мм, остаточная — 90 мм, а согласно теоретическим исследованиям при n=2,3 (см. рис. 4, кривая 4) — соответственно 226 и 97 мм. Максимальное расхождение составило 12 %, среднее — 8 %.

На рис. 5 представлены зависимости деформаций D каркасов кабины трактора с предлагаемым

новым профилем (кривая I) и четырехугольным профилем (кривая 2) серийного производства от нагрузки F. Очевидно, что новый каркас имеет меньшую остаточную деформацию (на 33,48~%), следовательно, при опрокидывании поглощается большая энергия удара, что повышает безопасность.

Жесткость конструкции каркаса кабины рассматривали при изменении следующих параметров стержневого элемента конструкции: толщины стенки профиля; модуля упругости материала; момента инерции поперечного сечения. Анализ полученных результатов показал, что при увеличении толщины стенки профиля от 3 до 7 мм общая деформация уменьшается с 226 до 98 мм, а остаточная деформация — с 74 до 8 мм. Однако это ведет к увеличению массы балки с 23 до 52 %, а следовательно, и каркаса кабины трактора в целом.

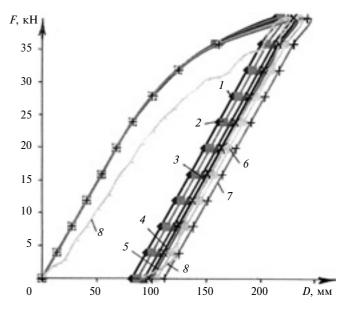


Рис. 4. Зависимости деформации D каркаса кабины трактора от нагрузки F при показателях степени n=1,0 (1); 1,5 (2); 2,0 (3); 2,3 (4); 2,5 (5); 2,8 (6); 3,2 (7) и экспериментальная зависимость (8)

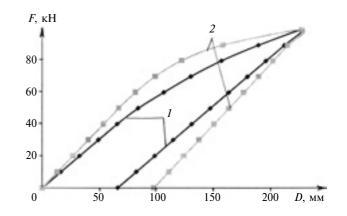


Рис. 5. Зависимости деформаций D нового (1) и серийного (2) каркасов кабины трактора от нагрузки F

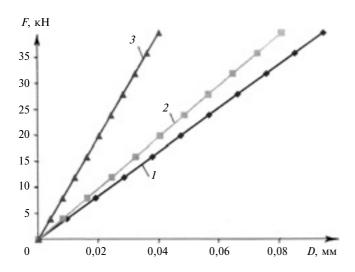


Рис. 6. Расчетные зависимости деформации стержневых элементов четырехугольного (1), пятиугольного (2) и шестиугольного (3) профиля от нагрузки F

Изменение жесткости стержневого элемента вследствие изменения модуля E упругости материала рассматривали для модулей E=2,0;2,04;2,07;2,12;2,16 ГПа, которые соответствуют сталям Ст.03, 09Г2, 22К, 35Л и 50. Увеличение модуля упругости с 2,0 до 2,16 ГПа уменьшает общую деформацию с 226 до 195 мм и остаточную деформацию с 73,9 до 68,5 мм. Момент инерции поперечного сечения стержневого элемента зависит от площади его профиля. Для анализа были выбраны стержневые элементы с четырехугольным, пятиугольным и шестиугольным профилями (рис. 6). Шестиугольный профиль оказался прочнее пятиугольного на 20 % и четырехугольного на 45 %.

Анализ рассмотренных способов увеличения жесткости каркаса кабины трактора показал, что увеличения толщины стенки профиля и модуля упругости материала стержневого элемента конструкции повышают прочность каркаса, однако при этом увеличивается его масса и ухудшается поглощаемость энергии удара. Значительное влияние на прочность каркаса оказывает изменение профиля стержневого элемента.

Предложенная методика расчета изгибающего момента и кривизны в пластической зоне совместно с известными методами расчета упругой зоны позволяют с достаточной точностью рассчитать деформацию каркаса кабины трактора для оптимизации его параметров.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Биргер И. А., Мавлютов Р. Р.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1986. 560 с.
- 2. **Тимошенко С. П.** Сопротивление материалов. Т. 2. М.: Наука, 1965. 289 с.
- 3. **Малинин Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 400 с.
- 4. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов: М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. 592 с.
- 5. Пат. на полезную модель FAP № 00563. Узбекистан. Каркас кабины трактора.
- 6. **Программа** для трехмерного упругопластического расчета на прочность каркаса кабины трактора / Хакимзянов Р. Р., Шермухамедов А. А. ПВ РУз. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ. № DGU 01583. Узбекистан.
- 7. **Хакимзянов Р. Р.** Алгоритм программы трехмерного упругопластического расчета на прочность каркаса кабины трактора // Проблемы развития автомобильно-дорожного комплекса Узбекистана: Материалы междунар. науч.-практ. конф. Ташкент: ТАДИ, 2008. С. 122, 123.

УДК [621.51.00:533.273].001.5

В. Ю. АЛЕКСАНДРОВ, К. К. КЛИМОВСКИЙ, кандидаты технических наук (ЦИАМ), e-mail: aleksandrov@ciam.ru

## Измерение полного давления в относительном движении потока за рабочим колесом лопаточной машины

Предложен нетрадиционный способ измерения полного давления за рабочим колесом компрессора в относительном движении потока, рассмотрены особенности работы вращающегося зонда. Получена картина течения на выходе из межлопаточного канала колеса.

**Ключевые слова:** рабочее колесо, компрессор, давление, вращающийся зонд.

The non-traditional method of total pressure measurement behind the compressor rotor wheel in relative flow motion is suggested; the work features of a rotary probe are considered. The flow pattern on exit from wheel blade channel is obtained.

**Keywords:** rotor wheel, compressor, pressure, rotary probe.

Экспериментальные исследования технического объекта требуют в ряде случаев полного измерения основных параметров среды, с которой взаимодействует исследуемый объект, например компрессор, сжимающий газ, или насос, перекачивающий жидкость. В этих случаях приходится отказываться от малоинформативных упрощенных измерений осредненных параметров, в частности за рабочими колесами машин, и использовать нетрадиционные более информативные измерения.

В ЦИАМе для исследования процесса течения в межвенцовых зазорах осевого компрессора сконструирован и изготовлен измерительный комплекс, предназначенный для измерения полного давления

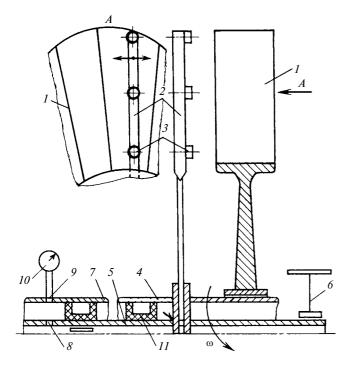


Рис. 1. Схема рабочего колеса лопаточной машины с вращающимся зондом

в воздушном потоке за рабочим колесом компрессора в его относительном движении.

На рис. 1 представлена схема рабочего колеса с лопаточным венцом I, за которым подвижно установлен вращающийся вместе с колесом радиальный зонд 2 полного давления. При этом обеспечивается перемещение зонда 2 при вращении колеса относительно лопаточного венца в пределах двух межлопаточных каналов в окружном направлении посредством дифференциального механизма 6. Зонд 2 имеет несколько трубок 3, расположенных вдоль радиуса по высоте венца 1 и заключенных в стержень зонда 2. Приемные концы трубок имеют дефлекторы, обращенные навстречу потоку, выходящему из межлопаточных каналов колеса, и обеспечивающие нечувствительность зонда 2 к углу движения потока в диапазоне  $\pm 35^\circ$ .

Каждая из трубок 3 достигает оси вращения венца 1, через паз вала 4 колеса входит в полость валика 5, поворачиваемого вместе с зондом 2 дифференциальным механизмом 6, а затем — в неподвижное устройство 7 передатчика давления (ПД), который передает значение давления к неподвижному регистрирующему прибору 10.

Воздух (газ) из трубки 3, проходя внутри валика 5, поступает через отверстия 8 и 9 к регистратору 10. Для разобщения секций устройства 7, число которых равно числу приемных трубок, между собой и с окружающей средой предусмотрены уплотнения 11 из жесткой износоустойчивой резины.

Рассмотрим работу вращающегося зонда (рис. 2).

Поток, покидающий межлопастной канал *1*, имеет относительную скорость *w*, переносную (окружную) скорость *u* и абсолютную скорость *c*. Поскольку зонд *2* вращается вместе с лопастным венцом, его трубки (каждая на своем радиусе) воспринимают полное давление, создаваемое потоком с относительной скоростью *w*. Иначе говоря, вращающийся зонд *2* измеряет полное давление в относительном движении потока, т. е. в потоке газа, движущегося в направлении оси межлопастного канала при выходе из него. Это давление передается по трубкам *3* через передатчик давления к регистрирующему прибору в виде некоторой измененной величины.

Особенность измерения полного давления в относительном движении заключается в том, что в трубках 3 зонда 2 возникают во время вращения центробежные силы газовых (воздушных) столбов, находящихся в этих трубках, противодействующие измеряемому полному давлению, в результате чего регистрируемое прибором давление существенно отличается от измеряемого.

На рис. З показана трубка 1 с находящимся в ней газом. Выделим элемент газового столба массой dm, расположенный на некотором радиусе r. На этот элемент действуют:

сила полного давления со стороны потока  $P_{\Pi} = \tilde{p}_{\Pi}^* F$ , где  $\tilde{p}_{\Pi}^*$  — измеряемое полное давление в относительном движении, F — площадь сечения трубки;

центробежная сила  $dP_{\text{ц}} = dmr\omega^2$ , где  $\omega$  — угловая скорость элемента газового столба;

сила со стороны измерительной линии  $P_{\Pi} = p_{\Pi}^* F$ .

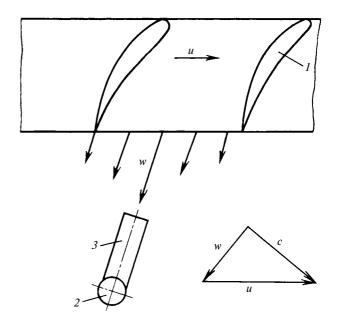


Рис. 2. Схема кинематики газового потока на выходе из рабочего колеса

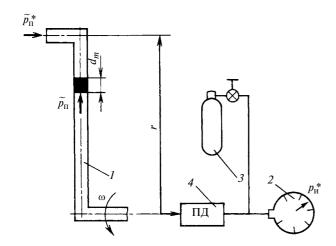


Рис. 3. Схема работы вращающегося зонда с двумя газами

Очевидно, что  $P_{\Pi} = P_{\Pi} - dP_{\Pi}$ . Масса элемента  $dm = \rho^* F dr$ , следовательно,

$$p_{\Pi}^* F = \tilde{p}_{\Pi}^* F - dP_{\Pi} F = \tilde{p}_{\Pi}^* f - \rho^* F \omega^2 r dr, \qquad (1)$$

где  $\rho^*$  — плотность газа в выделенном элементе; dr — протяженность элемента в радиальном направлении.

Сократив выражения (1) на F, получим:

$$p_{\pi}^* = \tilde{p}_{\pi}^* - \rho^* \omega^2 r \mathrm{d}r. \tag{2}$$

Согласно уравнению Клапейрона плотность сжимаемого газа в выделенном элементе

$$\rho^* = p_{\text{II}}^* / RT^*, \tag{3}$$

где  $p_{\text{ц}}^*$  — полное давление от центробежных сил в любой точке трубки; R — газовая постоянная;  $T^*$  — полная температура газа в трубке.

Подставив выражение (3) в выражение (2), получим:

$$p_{_{\Pi}}^{*} = p_{_{\Pi}}^{*} - \frac{p_{_{\Pi}}^{*}}{RT^{*}}\omega^{2}rdr.$$

Так как d $p_{\text{II}}^* = \frac{p_{\text{II}}^*}{RT^*} \omega^2 r dr$ , имеем

$$\frac{\mathrm{d}p_{\mathrm{II}}^*}{p_{\mathrm{II}}^*} = \frac{\omega^2 r \mathrm{d}r}{RT^*}.$$
 (4)

Чтобы определить искомую величину  $\tilde{p}_{\text{ц}}^*$ , проинтегрируем выражение (4) в пределах от 0 до r, где r — радиус измерения  $\tilde{p}_{\text{п}}^*$ , получим:

$$\ln \frac{\tilde{p}_{\Pi}^*}{p_{\Pi}^*} = \frac{\omega^2}{R} \int_0^r \frac{r \mathrm{d}r}{T^*},\tag{5}$$

где  $p_{_{\mathrm{H}}}^{*}$  — полное давление, измеренное на оси врашения.

При одинаковой температуре газа в трубке по всей ее длине имеем:

$$\ln \frac{p_{\Pi}^*}{p_{N}^*} = \frac{\omega^2 r^2}{2RT^*} = \frac{u^2}{2RT^*},\tag{6}$$

откуда видно, что отношение определяемого давления к измеряемому полному давлению зависит только от числа Маха потока, набегающего на зонд.

Из выражения (6) находим:  $p_{\Pi}^* = p_{\Pi}^* e^{u^2/(2RT^*)}$ , где u — окружная скорость на радиусе измерения давления  $p_{\Pi}^*$ .

Однако температура  $T^*$  газа по длине трубки может быть не одинаковой, и зависеть от окружающей среды. Поэтому ее следует исключить из расчетов. Для этого был предложен способ двух газов, состоявший в следующем.

После измерения полного давления  $p_u^*$  простым способом — с помощью регистратора 2, т. е. когда в трубке I зонда находится воздух из газового баллона 3 (см. рис. 3), в трубку I во время вращения зонда через измерительную линию и передатчик давления 4 закачивают газ (например,  $CO_2$ ) и вновь измеряют давление  $p_u^*$ .

Записав уравнение (5) для углекислого газа, получим два уравнения:

$$\frac{p_{\Pi}^{*}}{p_{\text{MB}}^{*}} = e^{\frac{\omega^{2} \int_{R_{0}}^{r} \frac{r dr}{T^{*}}};$$
 (7)

$$\frac{p_{\Pi}^*}{p_{\text{M.}\Gamma}^*} = e^{\frac{\omega^2}{R_{\Gamma}} \int_0^{r dr} \frac{r}{T^*}}, \tag{8}$$

где индексы "в" и "г" означают воздух и газ. Так как температура  $T^*$  газа внутри трубки зависит от окружающей среды, то определенный интеграл в уравнениях (7) и (8) будет одним и тем же для воздуха и газа. Поскольку при переходе от воздуха к газу все величины, кроме газовых постоянных  $R_{\rm B}$  и  $R_{\rm \Gamma}$ , остаются неизменными, то измеренное давление  $\tilde{p}_{\rm II}^*$  должно меняться в соответствии с изменением газовой постоянной. Поделив уравнение (8) на уравнение (7), получим:

$$\ln \frac{p_{\text{M.B}}^*}{p_{\text{M.\Gamma}}^*} = e\omega^2 \left( \frac{1}{R_{\Gamma}} - \frac{1}{R_{\text{B}}} \right) \int_0^r \frac{r dr}{T^*}.$$
 (9)

В равенстве (9) неизвестным является только определенный интеграл. Решаем относительно него равенство (9):

$$\int_{0}^{r} \frac{r \mathrm{d}r}{T^{*}} = \frac{\ln \frac{p_{\mathrm{H.B}}^{*}}{p_{\mathrm{H.\Gamma}}^{*}}}{\omega^{2} \left(\frac{1}{R_{\Gamma}} - \frac{1}{R_{\mathrm{B}}}\right)}.$$

Подставив полученный результат в уравнение (7), определим истинную величину измеряемого давления:

$$p_{\Pi}^{*} = p_{\text{M.B}}^{*} \left( \frac{p_{\text{M.B}}^{*}}{p_{\text{M.\Gamma}}^{*}} \right)^{\frac{R_{\Gamma}}{R_{B} - R_{\Gamma}}}.$$
 (10)

Подставив в формулу (10) газовые постоянные углекислого газа ( $R_{\rm CO_2}=188,8~\rm Дж/кг K$ ) и воздуха ( $R_{\rm B}=287~\rm Дж/кг K$ ), получим:

$$\tilde{p}_{\Pi}^* = p_{\text{и.в}}^* \left( \frac{p_{\text{и.в}}^*}{p_{\text{и.г}}^*} \right)^{1,92}.$$

Таким образом, определяемое полное давление  $\tilde{p}_{\Pi}^*$  зависит только от газовых постоянных воздуха и газа, что является неожиданным и далеко не очевидным результатом.

Если полное давление измеряется за лопастным венцом рабочего колеса насоса, перекачивающего несжимаемую жидкость, определение давления  $\tilde{p}_{\Pi}^*$  значительно упрощается, так как при интегрировании выражения (2) плотность выносится за знак интеграла, в результате получим:

$$\tilde{p}_{\Pi}^* = p_{\Pi}^* + \rho \frac{u^2}{2},$$

где u — окружная скорость трубки зонда на радиусе измерения.

На рис. 4 приведена зависимость отношения полного давления  $\tilde{p}_{\Pi}^*$  к атмосферному давлению  $p_a$ , от относительного шага  $t_i/t_{\Sigma}$  решетки профилей, полученная путем измерений предложенным способом за лопастным венцом I (см. рис. 1) высокоскоростного рабочего колеса компрессора. Данные измерения позволяют достоверно определять характеристики лопастных машин (компрессоров, насосов) в отличие от характеристик, получаемых измерением полного давления в абсолютном движении потока, которое применяют из-за простоты измерений в ущерб достоверности и информативности. В этом случае зонд 2 устанавливают неподвижно за лопастным венцом. При этом ось прием-

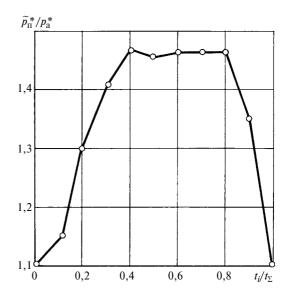


Рис. 4. Зависимость отношения  $\tilde{p}_{\rm K}^*/p_{\rm a}$  от относительного шага  $t/t_{\Sigma}$  решетки профилей лопаток на выходе из рабочего колеса

ной части его трубки ориентируют в направлении вектора абсолютной скорости c ядра потока.

Измерения в абсолютном движении, будучи технически более простыми, связаны, однако, с неизбежными погрешностями, которые обусловлены нестационарностью абсолютного потока, являющейся следствием окружной неравномерности поля полных давлений  $\tilde{p}^*$  (скоростей w) в относительном движении потока. Действительно, если совместить векторы относительных скоростей w (они же векторы полных давлений  $\tilde{p}^*$ ), взятые из разных частей зависимости (см. рис. 4) и построить на них треугольники скоростей, то видно, что вектор абсолютной скорости c, "пробегая" мимо трубки неподвижного зонда 2 (см. рис. 2) меняется по величине и по направлению, причем вблизи крайних точек канала вектор скорости с составляет с осью приемной трубки зонда столь малый угол, что трубка воспринимает лишь часть полного давления. В результате такой нестационарности данные измерений в общем случае могут оказаться малопригодными.

Разработанный способ измерения полного давления в относительном движении потока вращающимся зондом за лопастным венцом рабочего колеса компрессора или насоса обеспечивает достоверность данного параметра, который является базовым для характеристик лопастных машин.

Приведем пример определения достоверного значения характеристического параметра  $\Pi_{\rm K}^* = p_2^*/p_1^*$  для рабочего колеса ступени осевого компрессора ( $p^*$  — полное давление в абсолютном движении; индексы "1" и "2" относятся к входу в колесо и выходу из него соответственно).

Известны: все параметры потока на входе в рабочее колесо; теплоемкость  $C_{p_2}$  газа; окружная скорость  $u_2$ ; угол  $\beta_{2\pi}$  лопатки колеса.

Определяем:

- 1. Полное давление  $\tilde{p}_2^*$  в относительном движении потока измерением предложенным способом.
- 2. Статическое давление  $p_2$  измерением неподвижным зондом за колесом.
- 3. Приведенную скорость в относительном движении по формуле

$$\tilde{\lambda}_2 = \sqrt{\frac{1 - (p_2/\tilde{p}_2^*)^{\frac{k-1}{k}}(k+1)}{k-1}},$$

где k — показатель адиабаты газа.

- 4. Полную температуру  $\widetilde{T}_2 = \widetilde{T}_1$  в относительном движении.
  - 5. Статическую температуру  $T_2 = \tilde{T}_2^* \left( 1 \frac{k-1}{k+1} \tilde{\lambda}_2^2 \right)$ .
  - 6. Критическую скорость звука в относительном

движении: 
$$\tilde{a}_{\text{kp2}} = \sqrt{\frac{2kR\tilde{T}_2^*}{k+1}}$$
.

- 7. Относительную скорость  $w_2 = \tilde{\lambda}_2 \tilde{a}_{\text{кp2}}$ .
- 8. Угол выхода потока из колеса  $\beta_2 = \beta_{2\pi} \delta_2$ , где  $\delta = 0 \div 3^\circ$  угол отставания потока.
  - 9. Абсолютную скорость

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2w_2u_2\cos\beta_2}.$$

10. Полную температуру в абсолютном движе-

нии потока: 
$$T_2^* = \tilde{T}_2^* - \frac{w^2}{2C_{p_2}} + \frac{c_2^2}{2C_{p_2}}$$
.

11. Полное давление в абсолютном движении

потока: 
$$p_2^* = \frac{p_2}{(T_2/T_2^*)^{\frac{k}{k-1}}}$$
.

12. Характеристический параметр  $\Pi_{\rm K}^* = p_2^*/p_1^*$ .

Совокупность значений  $\Pi_{K}^{*}$ , полученных вдоль шага лопаточного венца на радиусах измерений и осредненных по шагу и высоте венца, дает истинное значение  $\Pi_{K\Sigma}^{*}$  точки энергетической характеристики колеса на данном режиме в зависимости от расхода G газа (рис. 5, сплошная линия). Характеристике колеса, полученной измерениями полного давления  $p_{2}^{*}$  неподвижным зондом (штриховая линия) соответствуют меньшие значения  $\Pi_{K\Sigma}^{*}$ .

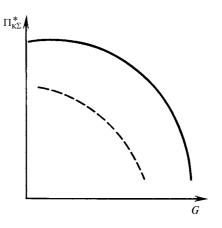
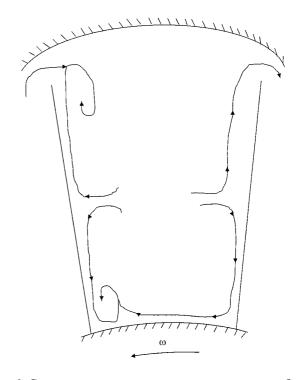


Рис. 5. Энергетические характеристики рабочего колеса компрессора



**Рис. 6. С**хема течения с парным вихрем на выходе из рабочего колеса

При исследовании процесса течения на выходе из межлопаточного канала рабочего колеса компрессора предложенным способом обнаружена ранее неизвестная особенность — парный вихрь, являющийся, по-видимому, причиной основных потерь этого процесса. На рис. 6 приведена схема парного вихря, построенная на основании измерений полного давления  $\tilde{p}^*$  в относительном движении потока.

Предложенный способ можно использовать для любых устройств с вращающимися каналами, откуда поступает газовый или жидкостный поток, или с поверхностями, на которых требуется измерить распределение статического давления.

Б. Н. ПОЛЯКОВ, д-р техн. наук (США, г. Балтимор), e-mail: bpoliakov@hotmail.com

### Полные вероятностные диаграммы усталости материалов крупногабаритных поковок\*

Получены полные вероятностные диаграммы усталости материалов крупногабаритных поковок, предназначенных для изготовления несущих деталей металлургического оборудования, на основе усталостных испытаний на изгиб с вращением и симметричного нагружения.

**Ключевые слова:** усталостные испытания, диаграмма, уравнения регрессии, долговечность.

The complete probability fatigue diagrams of materials for large-sized forgings, intended for production of strength members of metallurgical equipment, basing on fatigue tests on bending with rotation and symmetric loads are obtained.

**Keywords:** fatigue test, diagram, regression equations, durability.

Известно, что 40÷60 % деталей металлургического оборудования выходят из строя вследствие усталостных разрушений, приводящих к внезапным аварийным ситуациям, продолжительным простоям и экономическим потерям [1]. Так, в результате исследований механооборудования блюмингов и непрерывно-заготовительных станов (НЗС) на Кузнецком (КМК), Магнитогорском (ММК), Челябинском (ЧМК), Западно-Сибирском (ЗСМК) и Нижне-Тагильском (НТМК) металлургических комбинатах установлено, что в большинстве случаев (62 %) причинами разрушений стали усталостные трещины [2]. Исследование надежности механооборудования прокатных цехов сортового и листового заготовительного производства также показало [3], что основные причины аварийных ситуаций (56 %) — перегрузки и усталость металла. По данным ВНИИМЕТМАШа [3] 75 % аварийных простоев манипуляторов обжимных станов вызваны усталостными поломками.

До сих пор при конструировании материал детали назначают по практическим наработкам, иногда используют расчет оценки нагруженности детали и показатели механических свойств материала из справочной литературы, которые, как правило, определяются испытаниями единичных образцов, вырезанных из прокатанного металла, подвергавшегося не менее чем 100-кратной вытяжке, т. е. их

значения получены без учета качества технологий выплавки стали, ковки и термообработки реальной крупногабаритной детали на заводе-изготовителе. Твердость назначают исходя из марки стали, габаритных размеров детали и режима ее термообработки, при этом достигнутую твердость определяют в нескольких точках поверхности, а распределение механических свойств по сечению детали остается неизвестным. Таким образом, выбор марки стали (т. е. механических свойств) по твердости не обеспечивает заданную работоспособность детали и ее ресурс. В технической литературе отсутствуют зависимости, отражающие функциональную или вероятностную связь между механическими свойствами, параметрами режимов легирования и термообработки (макро- и микроструктуры) с конечными эксплуатационными свойствами материала детали. Кроме того, при решении краевых задач по напряженно-деформированному состоянию (НДС) деталей показателями, отражающими исследуемую среду, т. е. реологические свойства их материалов, являются только модули упругости первого или второго рода и коэффициент Пуассона, которые как структурно-чувствительные и стабильные параметры никак не связаны с макрохарактеристиками материала (механическими и эксплуатационными свойствами). Отсутствуют и данные об усталостных свойствах крупногабаритных деталей.

Поэтому повышение надежности и долговечности при снижении материалоемкости технологического оборудования на этапе проектирования для обоснованно выбранных его конструктивных структур (схем) может быть достигнуто либо управлением формой и размерами сечения детали, либо обеспечением заданных значений и постоянства на определенной глубине (в сечении) механических, усталостных или иных эксплуатационных свойств материала, в том числе и остаточных напряжений, путем управления технологиями плавки, ковки, сварки и термообработки. Первый путь реален и обеспечивается САПР, второй (создание материалов с заданными свойствами) требует установления связей между эксплуатационными (в данном случае усталостными) свойствами и технологическими параметрами, хотя бы на макроуровне, что требует большого объема экспериментальных работ.

С целью получения полных вероятностных диаграмм усталости, пределов ограниченной выносливости и количественных соотношений между механическими, структурными и усталостными показа-

<sup>\*</sup> Автор выражает искреннюю благодарность и огромную признательность канд. техн. наук М. А. Сулейманову, непосредственно проводившему усталостные испытания, и канд. физ.-мат. наук Н. С. Ярцевой, выполнявшей совместно с автором статистическую обработку и анализ полученных данных.

телями сталей, из которых изготовляют несущие, т. е. наиболее ответственные, детали прокатного и другого металлургического оборудования, проводили усталостные испытания [2].

Усталостные испытания на изгиб с вращением выполняли по ГОСТ 25.502—79 на стандартных образцах, изготовленных из крупногабаритных поковок с наружным диаметром 1300 мм, внутренним — 500 мм и высотой 300 мм, из сталей 50, 60ХН, 34ХН1М и 38ХГН. Поковки были изготовлены по техническим условиям рабочих чертежей натурных деталей (рабочие и шестеренные валки, шпиндельные муфты и т. п.), они прошли весь технологический цикл плавки, ковки и термообработки по реальным технологиям, сложившимся в условиях металлургического производства ОАО "Уралмаш". Термообработку поковок этих сталей выполняли на следующих режимах:

	50	60XH	34XH1M	38ХГН
Температура закалки $T_3$ , °C	850	830	860	860
Температура отпуска $T_{\text{от}}$ , °С	625	600	610	625

Из слоя толщиной  $\approx 250$  мм от поверхности поковки (по диаметру) на продольно-строгальном станке вырезали заготовки квадратного сечения для образцов. Из каждой заготовки изготовляли стандартный образец типа I: диаметр — 12 мм, длина — 230 мм; диаметр круговой (сегментной) выточки — 7,5 мм.

Образцы испытывали на изгиб с вращением при симметричном цикле нагружения (амплитуда напряжения  $\sigma_a$ ) на машинах УБМ. Перед испытаниями проверяли работу счетчиков циклов и тарировку шкалы по нагруженности: показания на шкале машины сравнивали с показаниями динамометра в диапазоне  $50 \div 550$  Н; показания счетчиков циклов сравнивали с показаниями приборов четырех машин. Было установлено, что расхождение показаний не превышает 2 %, что удовлетворяет требованиям испытаний для построения вероятностных диаграмм усталости, определения предела ограниченной выносливости и получения корреляционных зависимостей между долговечностью и механическими свойствами сталей.

Базовое число циклов нагружения для испытуемых образцов  $N_6=10^7$ . По справочнику [4] находили предел выносливости стали, близкой по химическому составу и механическим свойствам к исследуемой. Максимальные напряжения не превышали предела текучести стали, а минимальные соответствовали пределу выносливости. В интервале значений этих напряжений выбирали семь значений, для которых проводили усталостные испытания (по 26 образцов для каждого значения).

Для получения статистических данных о распределении долговечности испытывали 200 образ-

цов из стали каждой марки. В табл. 1 приведены результаты испытаний для стали 60ХН, которые обрабатывали на ЭВМ [5].

Анализ результатов испытаний показал, что при всех значениях напряжений  $\sigma$  функции f(N) распределения долговечности образцов подчиняются нормальному [2] или усеченному нормальному закону (испытания проводили до базового числа циклов). Нормальное распределение, как правило, наблюдалось, когда варьирование рассматриваемой величины происходило под действием большого числа суммирующихся почти независимых и малых по сравнению со всей суммой случайных воздействий. Таким образом, получено доказательство равнозначности влияния всех технологических факторов на формирование усталостного разрушения образцов. Было установлено, что при приближении напряжения к пределу усталости среднее квадратическое отклонение возрастает. Объяснением этому является то, что при низком нагружении усталостное разрушение образцов связано с их микрострук-

 $Taблица\ 1$  Число циклов до разрушения при усталостных испытаниях на изгиб с вращением образцов из стали  $60\mathrm{XH}$ 

	$10^{-3}N_i$ при напряжении $\sigma_i,~{ m H/mm^2}$												
320	330	340	350	400	450	500							
18141,4	13320,0	880,3	230,4	168,5	79,4	20,7							
280,1	352,1	12368,3	10479,3	341,8	93,3	68							
5691,1	1894,1	423,1	10322,7	296,5	64,5	16,4							
1908,0	747,3	217,6	2195,0	78,5	47,7	21,4							
10309,6	13701,4	11359,5	10606,5	131,2	54,3	54,7							
10323,8	1000,0	10986,8	10657,5	88,7	47,1	21,0							
10345,5	1242,0	370,1	296,2	89,0	97,7	18,6							
10326,3	773,5	751,2	10072,8	106,0	35,7	18,5							
818,7	444,5	663,2	172,0	329,8	31,0	19,2							
10005,7	11750,7	360,7	347,6	99,4	36,6	14,8							
10457,0	12120,6	10040,2	278,9	165,8	55,5	28,1							
10701,2	12072,0	1764,9	2103,2	9523,2	43,8	19,1							
10106,1	10349,3	318,5	367,4	248,3	176,9	40,5							
376,1	10348,8	201,7	176,8	171,5	57,0	24,9							
10400,0	456,5	2132	10610,4	354,7	99,2	52							
16324	447,5	1188,1	11487,3	380,9	166,1	33,9							
13352,1	1804,2	1634	261,8	101,0	65,3	22,6							
13351,1	2266,5	864,7	199,7	124,2	35,3	59,6							
808,0	351,5	719,5	523,3	126,8	35,8	14,3							
12089,3	1076,7	791,0	238,0	99,4	66,4	38,4							
10858,9	10863,2	10525,0	297,1	48,7	38,1	51,1							
10035,1	353,3	1023,2	242,6	134,2	60,9	18,1							
10347,4	12681,5	460,2	346,5	75,4	42,8	34,5							
10764,4	13271,0	1001,3	4909,5	154,0	86,2	27,7							
10472,7	13707,5	10358,5	11399,4	167,6	55,7	31,3							
919,9	1462,7	1196,8	202,6	102,0	79,2	26,9							

Примечание. Выделены значения для неразрушившихся образцов.

турой, поверхностными дефектами и микротрещинами [6].

Для сталей и некоторых других сплавов кривая усталости  $[\sigma=f(N)]$  с увеличением числа циклов нагружения асимптотически приближается к горизонтали. Наибольшее напряжение, соответствующее в этих условиях приближению к горизонтали, принимают за предел выносливости  $\sigma_{-1}$  в условиях симметричного цикла нагружения. Так как число циклов нагружения ограничивают определенным базовым числом  $N_{\overline{0}}$  (базой испытаний), показатель предел выносливости следует заменить на предел ограниченной выносливости.

Данный показатель, другие усталостные показатели и полные вероятностные диаграммы усталости определяли на ЭВМ статистическими методами по методике, адекватной графическому методу из ГОСТ 25.502—79. Результаты усталостных испытаний можно рассматривать построчно (см. табл. 1), не проводя предварительного усреднения для каждого уровня напряжения, как независимо замеренные, случайные кривые усталости. Таким образом, для каждой марки стали получаем 26 кривых усталости и двумерным регрессионным анализом строим уравнения регрессионным анализом строим уравнения регрессионным с базой  $N_6$  испытаний, т. е. находим  $\sigma_{-1i}$  при  $N_6 = 10^7$  циклов, среднее значение  $\bar{\sigma}_{-1i}$  и определяет предел  $\sigma_{-1}$  ограниченной выносливости. Есть и другие методы нахожде-

ния предела ограниченной выносливости [7]. При расчете  $\sigma_{-1}$  неразрушившиеся образцы принимали за образцы с известной долговечностью, что несколько повысило значения предела ограниченной выносливости. Точки  $N_{0i}$  перелома кривых усталости получали как пересечение уравнения регрессии  $\ln \sigma_i = f(N_i)$  с пределом ограниченной выносливости.

Полученные результаты представлены в табл. 2. Функции распределения всех параметров кривых усталости — нормальные, но пределам ограниченной выносливости всех рассматриваемых сталей свойственны значительные отрицательные показатели асимметрии при незначительном эксцессе, что указывает на логичность приближения функции распределения  $\sigma_{-1}$  к логарифмически-нормальной и правомерность ее представления в логарифмических координатах. Значения  $\bar{\sigma}_{-1}$  для сталей 60XH и 38XГН близки. Коэффициенты  $V_x$ вариации  $\sigma_{-1}$  весьма малы — не превышают 8,16 %. Точность значений  $\sigma_{-1}$  очень высока — доверительные границы относительно средней величины изменяются в пределах 2÷3 %, что еще раз подтверждает существование предела выносливости для любых сталей и сплавов. Следовательно, для рассматриваемых сталей показатель  $\sigma_{-1}$  определен достаточно точно и может использоваться в качестве показателя механических свойств сталей.

Tаблица 2 Параметры эмпирического распределения значений основных усталостных показателей для сталей 50, 60XH, 38XГH, 34XН1М

Сталь	Показатель	$\overline{X}_i$	$S_{X_i}$	$X_1$	$X_2$	$S_1$	$S_2$	<i>V<sub>X</sub></i> , %	d, %	A	$S_A$	E	$S_E$	$p(\lambda)$	$X_{\min}$	X <sub>max</sub>
	$\sigma_{-1}$	25,37	1,33	24,83	25,92	0,94	1,72	5,24	1,05	-1,29	0,49	0,78	0,98	0,240	20,880	26,95
50	$10^{-7}N _{\sigma_{-1}}$	1,48	0,92	1,09	1,88	0,64	1,20	61,84	12,9	0,23	0,51	-1,17	-1,02	0,063	0,194	8,38
	$10^{-6}N_0$	5,03	1,71	4,34	5,72	1,22	2,19	33,92	6,60	0,05	0,48	-0,81	0,96	0,065	1,770	8,62
	$\sigma_{-1}$	30,68	2,50	29,67	31,69	1,79	3,22	8,16	1,60	-0,99	0,48	0,11	0,96	0,180	24,830	33,755
60XH	$10^{-7}N _{\sigma_{-1}}$	1,96	1,73	1,26	2,66	1,23	2,22	88,27	17,30	0,76	0,48	-0,86	0,96	0,510	0,136	58,00
	$10^{-6}N_0$	5,22	1,66	4,55	5,89	1,18	2,13	31,73	6,22	0,02	0,48	0,17	0,96	0,250	1,670	8,62
	$\sigma_{-1}$	30,48	2,39	29,51	31,44	1,70	3,07	7,83	1,54	-1,20	0,48	0,59	0,96	0,650	24,630	33,60
38ХГН	$10^{-6}N _{\sigma_{-1}}$	15,52	9,19	11,74	19,31	6,51	11,86	59,18	11,84	0,06	0,49	-1,54	0,98	0,430	1,500	30,60
	$10^{-6}N_0$	5,04	1,59	4,40	5,68	1,14	2,05	31,60	6,20	-0,54	0,48	-0,36	0,96	0,044	1,360	7,84
	$\sigma_{-1}$	36,32	2,34	35,35	37,28	1,66	3,02	6,44	1,29	-0,92	0,49	-0,36	0,98	0,350	30,530	38,94
34XH1M	$10^{-6}N _{\sigma_{-1}}$	15,07	9,25	11,34	18,81	6,61	11,89	61,36	12,03	0,08	0,48	-1,44	0,96	0,280	1,500	30,40
	$10^{-6}N_0$	5,58	1,89	4,83	6,34	1,33	2,39	33,30	6,53	-0,23	0,48	-0,44	0,96	0,022	1,270	9,05

 $\Pi$  р и м е ч а н и е.  $\overline{X_i}$  — среднее арифметическое значение;  $S_{X_i}$  — среднее квадратическое отклонение;  $V_X$  — коэффициент вариации; d — коэффициент точности; A — показатель асимметрии; E — эксцесс;  $S_A$  и  $S_E$  — среднеквадратические отклонения соответственно A и E;  $p(\lambda)$  — критерий Колмогорова.

Несмотря на то что в расчете с учетом усеченности распределения для стали 34XH1M предел выносливости понизился с 360 до 300 H/мм², и в этом случае его отклонение не превышает 8,5 %. Абсцисса  $N_0$  точки перелома кривой усталости и долговечность  $N_{|_{\sigma_{-1}}}$  при напряжении, близком к пределу ограниченной выносливости  $\sigma_{-1}$ , напротив, имеют очень большие расхождения: их коэффициенты вариации соответственно достигают  $\approx 34$  (сталь 50) и 88 % (сталь 60 XH), что объясняется большой чувствительностью материала образцов к поверхностным дефектам, включениям и структурной неоднородности, которые, в свою очередь, определяют время зарождения и скорость развития усталостной трещины [6].

Таким образом, усталостные испытания образцов из крупногабаритных поковок показали достоверность и стабильность предела ограниченной выносливости для каждой стали, но долговечность (число циклов) варьируется в широчайших интервалах ( $V_x > 200 \%$ ), а коэффициент вариации долговечности при  $\sigma_{-1}$  достигает почти 90 %, что объясняется наличием большой структурной неоднородности материала поковок вследствие недостатков существующих технологий выплавки стали, ее ковки и термообработки. Практика эксплуаташии прокатного оборудования это подтверждает. Так, по отказам механооборудования блюмингов, НЗС и крановых механизмов в обжимных цехах на КМК, ММК, ЧМК, ЗСМК и НТМК проанализированы протоколы металлографических (макро- и микроструктурных) исследований деталей, разрушившихся вследствие усталостных явлений. Установлено, что 82 % разрушений вызваны усталостными трещинами из-за низкого качества металла (структурная неоднородность, крупнозернистость, термические трещины и т. п.). При этом химический состав, механические свойства, в том числе и твердость, как правило, соответствовали требованиям чертежей и ГОСТов. Дальнейшие статистические исследования влияния легирования и термической обработки на длительную прочность и пластичность жаропрочной аустенитной стали 37Х12Н8Г8МФБ подтвердили влияние режимов термообработки (старения) на микроструктуру материала, которое в 3÷4 раза больше влияния легирования [8]. Таким образом, структурная неоднородность материала — одна из основных причин зарождения усталостных трещин.

Испытания показали, что в расчетах на усталостную прочность значения предела ограниченной выносливости  $\sigma_{-1}$  следует считать детерминированными, а показатели долговечности  $(N_0, N_{|_{\sigma_{-1}}})$  рассматривать как статистические величины. Большие интервалы вариации показателей долговечно-

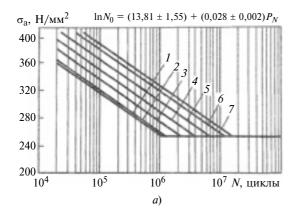
сти — одна из причин низкой надежности прогнозирования ресурса деталей, что обусловлено широкими доверительными интервалами значений их долговечности (числа циклов до разрушения).

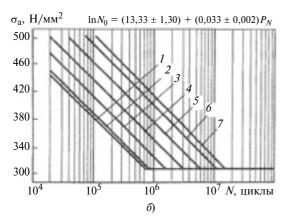
Итак, впервые на образцах, вырезанных из крупногабаритных заготовок, прошедших весь технологический цикл, аналогичный изготовлению реальных деталей, при усталостных испытаниях на изгиб с вращением получены уникальные статистические характеристики усталостных свойств с оценками их точности и надежности, отражающие реальные служебные свойства деталей или заготовок, термически обработанных в крупных сечениях. Сравнение полученных данных со справочными данными по усталостным свойствам образцов, изготовленных из сталей аналогичных марок, но термически обработанных в малых сечениях, показало, что справочные данные на 10÷40 % выше вследствие того, что очень приближенно отражают крупнозернистую и более чувствительную к нагрузкам структуру металла реальных крупногабаритных деталей [4].

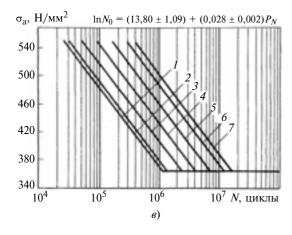
Заметим, что при увеличении предела прочности  $\sigma_{\rm B}$  легированной стали 34XH1M относительно углеродистой стали 50 на 28,8 % ее предел ограниченной выносливости  $\sigma_{-1}$  повышается на 43,2 %, а для исследованных сталей отношения  $\sigma_{\rm B}/\sigma_{-1}$  составляют от 2,5 (34XH1M) до 2,9 (50, 60XH), что свидетельствует о возможностях дальнейшего повышения усталостных свойств сталей путем изменения технологии их получения, в частности режимов термообработки.

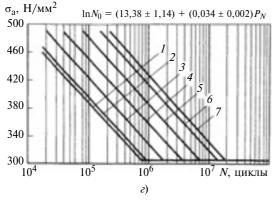
Для кривых усталости вида  $N = f(\sigma)$  для всех четырех сталей получены высокие корреляционные отношения и узкие 95 %-е доверительные интервалы для коэффициентов регрессии. Углы наклона кривых усталости легированных сталей в пределах доверительного интервала совпадают, а угол наклона кривой  $\sigma = f(N)$  стали 50 значительно меньше. Это можно объяснить влиянием на угол наклона особенностей структуры стали. По-видимому, для сталей определенного структурного класса угол наклона кривой усталости является достаточно стабильной (детерминированной) величиной (в данных испытаниях коэффициент вариации составлял 21÷29 %) и изменяется при переходе от одного класса стали к другому [9]. Учет усеченности распределений приводит к несущественному увеличению угла наклона кривой  $\sigma = f(N)$  [2].

Для более полной идентификации корреляционных полей усталостных испытаний — получения полных вероятностных диаграмм усталости, в уравнения регрессии введен параметр  $P_N$  — вероятность разрушения, рассчитываемый по эмпирической (или теоретической) интегральной функции нормального распределения. Для всех четырех сталей в этом случае наилучшее приближение дает зависимость в логарифмических координатах, с









Вероятностные диаграммы усталости при изгибе с вращением образцов из сталей 50 (a), 60XH (б), 34XH1M (в), 38XГН (г) при  $P_N=5$  (1), 10 (2), 30 (3), 50 (4), 70 (5), 90 (6), 99,9 % (7)

высокими коэффициентами множественной корреляции и узкими доверительными интервалами. Отмеченная выше закономерность для угла наклона кривой усталости сохраняется: для легированных сталей угол наклона один и тот же (отклонения не выходят за границы доверительного интервала), а для стали 50 он немного меньше.

Однако диаграммы усталости в виде зависимости  $N=N_0\sigma^{m_1}P_N^{m_2}$  не отражают наличие предела усталости сталей, так как своими асимптотами имеют оси координат, и для их полного описания необходимо задавать предел ограниченной выносливости  $\sigma_{-1}$  и число циклов  $N_0$ , соответствующее точке перелома. Поэтому в вероятностные кривые усталости введен параметр  $\sigma_{-1}$  и полные вероятностные диаграммы усталости будут характеризо-

ваться или уравнением 
$$N=N_0(\sigma/\sigma_{-1})^{m_1}\,P_N^{m_2}$$
, или

$$N=N_0\sigma^{m_1}P_N^{m_2}$$
 при  $\sigma>\sigma_{-1}$  и прямой  $\sigma=\sigma_{-1}.$ 

Полученные впервые полные вероятностные диаграммы усталости образцов из крупногабаритных заготовок из исследованных сталей, а также зависимости  $N_0 = f(P_N)$  показаны на рисунке  $(a-\varepsilon)$ , а статистические характеристики соответствующих им уравнений регрессии приведены в табл. 3. Уравнения регрессии имеют очень высокую точность: коэффициенты множественной корреляции близки к единице и имеют узкие доверительные интервалы  $(1 \div 2 \%)$ , узкие доверительные интервалы коэффициентов регрессии (2÷8 %) и высокую точность отображения исходных выборок (стандартные ошибки оценки относительно средних значений зависимой переменной изменяются в интервале  $5 \div 8,5 \%$ ). Параметр  $P_N$  — весьма существенный фактор, почти равный σ по воздействию: его коэффициент частной корреляции изменяется в интервале  $0,72 \div 0,9$ .

Коэффициенты регрессии при  $\sigma/\sigma_{-1}$  и  $P_N$  для сталей 60XH, 38XГН и 34XН1М близки, т. е. динамики процессов накопления усталостных микротрещин в структурах этих сталей подобны. В вероятностных диаграммах усталости всех четырех исследованных сталей абсциссы точки перелома в зависимости от  $P_N$  существенно не отличаются. Учет усеченности распределений долговечности на примере стали 34XН1М существенно не изменяет ни угол наклона кривых усталости, ни положение их точки перелома [2].

Приведенные уравнения регрессии, характеризующие полные вероятностные диаграммы усталости сталей 50, 60ХН, 38ХГН и 34ХН1М рекомендуется применять при расчетах на долговечность и прогнозировании срока службы изделия.

Статистическая характеристика уравнений регрессии для вероятностных диаграмм усталости  $N = f(\sigma/\sigma_{-1}, P_N)$  образцов из сталей 50, 60XH, 34XH1M и 38XГН

			Ħ.	Сред-	Сред- нее квад-	-	реляци матриц		Коэф- фици-	Коэффи- циент	Коэффи-	Стан- дарт-
$\Phi$ актор $X_i$	Эмпирическая зависимость	Объем выбор- ки <i>п</i>	Диапа- зон изме- рения $X_{\min} \div X_{\max}$	ариф- мети- ческое значе- ние $\overline{X}_i$	рати- ческое откло- нение $S_{X_i}$	$X_1$	<i>X</i> <sub>2</sub>	<i>X</i> <sub>3</sub>	ент ча- стной корре- ляции $r_{1i}$	множественной корреляции $R \pm \rho_{0,95}$	циенты регрессии и их оценка $a_i \pm \alpha_{0,95}$	ная ошиб- ка оцен- ки <i>S</i>
	Сталь 50											
$ln(10^{-3}N)$	$\ln(10^{-3}N) = 6.09 -$		3,84÷8,82	6,15	1,17	1,00	-0,81	0,01	_		$6,09 \pm 0,04$	
$ln(\sigma/\sigma_{-1})$	$-13,4\ln(\sigma/\sigma_{-1})$ +	163	$0,02 \div 0,32$	0,17	0,10	_	1,00	0,53	-0,99	$0,97 \pm 0,01$	$-13,4 \pm 0,6$	0,30
$\ln P_N$	$+ 0,73 \ln P_N$		0,64÷4,60	3,15	0,99	_	_	1,00	0,90		$0,73 \pm 0,06$	
	Сталь 60ХН											
$\ln(10^{-3}N)$	$\ln(10^{-3}N) = 6,48 -$		2,66÷9,16	5,18	1,46	1,00	-0,87	-0,33	_		$6,48 \pm 0,08$	
$ln(\sigma/\sigma_{-1})$	$-11,1\ln(\sigma/\sigma_{-1})$ +	140	$0,04 \div 0,49$	0,26	0,16	_	1,00	_	-0,93	$0,94 \pm 0,02$	$-11,1 \pm 0,7$	0,50
$lnP_N$	$+ 0.54 \ln P_N$		0,47÷4,60	2,88	1,30	_	_	1,00	0,72		$0,54 \pm 0,09$	
				C	таль 34Х	H1M	•			•	•	
$\ln(10^{-3}N)$	$\ln(10^{-3}N) = 6.26 -$		3,16÷9,04	5,7	1,5	1,00	-0,86	-0.08	-		$6,26 \pm 0,12$	
$ln(\sigma/\sigma_{-1})$	$-10,4\ln(\sigma/\sigma_{-1})$ +	155	$0,05 \div 0,50$	0,26	0,16	_	1,00	0,52	-0,95	$0,95 \pm 0,02$	$-10,4 \pm 0,5$	0,46
$lnP_N$	$+ 0,65 \ln P_N$		0,26÷4,60	3,3	1,1	_	_	1,00	0,81		$0,65 \pm 0,07$	
				(	Сталь 38Х	ΚГН						
$\ln(10^{-3}N)$	$III(10^{-1}V) - 0.20^{-1}$		2,77÷9,08	5,48	1,50	1,00	-0,87	-0,28	_		$6,26 \pm 0,08$	
$ln(\sigma/\sigma_{-1})$	$-10.8 \ln(\sigma/\sigma_{-1}) + 0.63 \ln P_N$	142	$0,03 \div 0,39$	0,25	0,17	_	1,00	0,66	-0,95	$0,95 \pm 0,01$	$-10.8 \pm 0.6$	0,46
$lnP_N$	· 0,031111 N		0,40÷4,60	2,99	1,23	_	_	1,00	0,78		$0,63 \pm 0,08$	

Таким образом, приведенная методика последовательного и корректного применения ЭВМ для построения полных вероятностных диаграмм усталости без каких-либо допущений, упрощений и графических построений вручную обеспечивает их высокую информативность, точность и надежность. Единственный недостаток методики — относительно высокая трудоемкость, однако ее компенсирует информативность диаграмм. По мнению автора, любое упрощение (например, уменьшение общего числа испытуемых образцов и образцов, испытуемых при каждом напряжении) приведет к существенному снижению информативности диаграмм усталости из-за слишком большого расхождения значений долговечности. Поэтому уменьшить число образцов можно только полной микропроцессорной автоматизацией планирования, проведения, управления и коррекции эксперимента при усталостных испытаниях, осуществляя при этом параллельно обработку результатов и анализ в масштабе реального времени.

Следует обратить внимание на ряд сопутствующих научных задач, которые целесообразно математически поставить и решить в ближайшем буду-

щем с целью создания современного электронного справочника по усталостным свойствам множества сталей и сплавов именно в вероятностном аспекте: для системного выполнения инженерных оценок вероятности разрушения и срока службы при проектировании и в условиях эксплуатации. В результате экспериментальных исследований сталей четырех марок сформирован большой объем уникальной исходной информации (более 800 измерений с учетом пробных образцов), который позволяет, применяя известные математические методы идентификации и статистического моделирования, получить оценки (в том числе и статистические) процесса накопления усталостных повреждений в исследованных сталях, т. е. проверить и уточнить гипотезу суммирования повреждений. Кроме того, полученные функции распределения ограниченной долговечности для каждого выбранного напряжения при известных их статистических параметрах позволяют, используя методы оптимального планирования экспериментов, разработать методику составления плана проведения эксперимента, который обеспечил бы существенное уменьшение общего объема испытаний для каждой стали.

А. Ю. КОРНЕЕВ, канд. техн. наук ( $\Gamma$ У — УНПК, г. Орел), e-mail: korneev\_andrey@mail.ru

# Анализ динамики жесткого ротора на конических гидродинамических подшипниках скольжения методом траекторий

Предложены уравнения движения одномассового двухопорного ротора на конических гидродинамических подшипниках скольжения. Получены траектории движения подшипников, смазываемых водой и жидким водородом.

**Ключевые слова:** ротор, конический гидродинамический подшипник, уравнения движения, метод траекторий.

The equations of motions of a one-mass two-point rotor on tapered hydrodynamic sliding bearings are suggested. The motion trajectories of bearings, lubricated by water and liquid hydrogen, are obtained.

**Keywords:** rotor, tapered hydrodynamic bearing, equations of motion, locus method.

Одна из основных задач проектирования и расчета высокоскоростных турбомашин — обеспечение устойчивого вращения ротора в различных опорах скольжения [1-4]. Одним из эффективных методов, позволяющим судить об устойчивости системы "ротор — подшипники скольжения", является метод траекторий [1, 4-6], с помощью которого можно изучать влияние нелинейности реакций смазочного слоя и моделировать реальное динамическое поведение ротора. Метод основан на совместном численном интегрировании системы уравнений гидродинамики несущего слоя и уравнений движения ротора.

Траектории движения цапфы представляют собой геометрическое место точек, определяющих положение центра опорной части ротора, движущегося под действием внешних возмущающих сил и реакций смазочного слоя, в конкретный момент времени. Траекторию можно построить как в полярных, так и в декартовых координатах. Метод позволяет изучать динамику ротора при любых эксцентриситетах. В конических опорах скольжения цапфа ротора движется не только перпендикулярно продольной оси подшипника, но и вдоль нее, т. е. совершает сложное пространственное движение. В общем случае ротор

можно представить в виде сосредоточенной массы, на которую действуют внешние силы и реакции подшипника.

Траектория центра цапфы определяется геометрическими параметрами и режимом работы системы, а также характером нагружения. Существуют следующие основные виды плоских траекторий и, соответственно, состояний устойчивости роторной системы [1, 4]:

- 1) орбитально-устойчивое состояние (устойчивый предельный цикл), при котором центр цапфы описывает повторяющиеся эллиптические траектории (рис. 1, а), характерные для несбалансированного ротора, совершающего вынужденные колебания под действием центробежной нагрузки; геометрия эллипса определяется соотношением силы тяжести и нагрузки от дисбаланса [1, 4];
- 2) точечно-устойчивое состояние (фокус), при котором центр цапфы сбалансированного ротора описывает траекторию и останавливается на кривой подвижного равновесия (рис.  $1, \delta$ ) [1, 4];
- 3) неустойчиво-ограниченное состояние ротора, при котором незамкнутая, развивающаяся в ограниченной плоскости, траектория сложной формы [1, 4, 7] указывает на наличие в системе самовозбуждающихся колебаний с ограниченной амплитудой, обу-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 18)

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Унгерер В.** Усталостные разрушения металлургического оборудования // Черные металлы. 1976. № 6—7. С. 9—11.
- 2. **Нагруженность,** несущая способность и долговечность прокатного оборудования / Б. Н. Поляков, Ю. И. Няшин, И. Ф. Волегов, А. Ф. Трусов М.: Металлургия, 1990. 320 с.
- 3. **Поляков Б. Н.** Повышение качества технологий и долговечности оборудования прокатных станов. Екатеринбург: Изд-во Свердл. инж.-пед. ин-та. 1993. Ч. 1. 208 с.
- 4. **Марочник** сталей и сплавов / ЦНИИТмаш. М.: [Б. и.], 1971. 483 с.
- 5. Статистический анализ и математическое моделирование блюминга / С. Л. Коцарь, Б. Н. Поляков,

- Ю. Д. Макаров, В. А. Чичигин. М.: Металлургия, 1974. 280 с.
- 6. **Иванова В. С., Терентьев В. Ф.** Природа усталости металлов. М.: Металлургия, 1976. 455 с.
- 7. **Гребеник В. М., Цапко В. К.** Надежность металлургического оборудования (оценка эксплуатационной надежности и долговечности). М.: Металлургия, 1980. 344 с.
- 8. **Поляков Б. Н.** Повышение качества технологий и долговечности оборудования прокатных станов. Екатеринбург: Изд-во Урал. гос. проф.-пед. ун-та, 1994. Ч. 2. 192 с.
- 9. **Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.** Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.

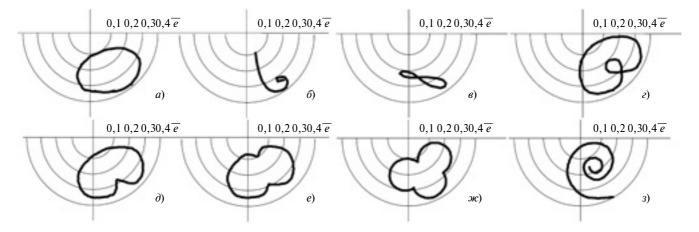


Рис. 1. Траектории движения центра цапфы

словленных нелинейными свойствами несущего слоя; в этом случае ротор сохраняет работоспособность;

- 4) замкнутые кривые сложной формы: восьмерка (рис. 1, e), улитка Паскаля (рис. 1, e), кардиоида (рис. 1, e), эпициклоида (рис. 1, e,  $\infty$ ) и др. В этом случае на ротор действуют автоколебания с частотой  $\Omega$  прецессии и наложенными на них синхронными колебаниями от дисбаланса с частотой  $\omega$  (бигармонические колебания) [7];
- 5) неустойчиво-неограниченное состояние, при котором ротор работает в неустойчивой области, а траектория цапфы представляет собой разворачивающуюся спираль, стремящуюся к границам зазора (рис. 1, 3).

При устойчивом состоянии ротора траектория центра цапфы с началом в некоторой исходной точке заканчивается либо фокусом, либо предельным циклом; при неустойчивом состоянии ротора траектория центра цапфы либо монотонно удаляется от исходного положения, достигая со временем границы радиального зазора, либо постепенно заполняет некоторую область, не доходя до границы зазора.

Для анализа динамики жесткого ротора массой *m*, опирающегося на два симметричных конических подшипника скольжения (КПС), необходима расчетная схема (рис. 2). В общем слу-

чае ротор может быть нагружен силой тяжести, центробежными силами (характеризуются дисбалансом  $\Delta$ ), реакциями  $R_i$  смазочного слоя. Система уравнений движения жесткого ротора имеет вид [1, 8]:

$$\begin{cases} m\ddot{X} = \Sigma R_X + m\Delta\omega^2 \sin\omega t; \\ m\ddot{Y} = \Sigma R_Y + m\Delta\omega^2 \cos\omega t + mg; (1) \\ m\ddot{Z} = \Sigma R_Z. \end{cases}$$

При симметричном расположении ротора в двух одинаковых опорах скольжения уравнения движения жесткого ( $c = \infty$ ) ротора в декартовых координатах имеют вид:

$$\begin{cases} mX = 2R_{S_X} + m\Delta\omega^2 \sin\omega t; \\ mY = 2R_{S_Y} + m\Delta\omega^2 \cos\omega t + mg; \\ mZ = 0. \end{cases}$$
 (2)

При построении траектории центра цапфы уравнения (2) представляются в полярных координатах. После подстановки

переходных формул  $X = e_p \sin \varphi$ ;  $Y = e_p \cos \varphi$ ;  $Z = e_0$  в уравнения движения (2) и некоторых преобразований получим систему в безразмерном виде:

$$\begin{cases} \Lambda(\bar{e}_{p}^{"} - \bar{e}_{p}\phi^{'2}) = 2\bar{R}_{S_{X}}\sin\phi + \\ + 2\bar{R}_{S_{Y}}\cos\phi + \bar{Q}\cos(\bar{t} - \phi) + \\ + \bar{G}\cos\phi; \\ \Lambda(\bar{e}_{p}\phi^{"} + 2\bar{e}_{p}^{'}\phi^{'}) = 2\bar{R}_{S_{X}}\cos\phi - (3) \\ - 2\bar{R}_{S_{Y}}\sin\phi + \bar{Q}\sin(\bar{t} - \phi) - \\ - \bar{G}\sin\phi; \\ \Lambda\bar{e}_{0}^{"} = 0, \end{cases}$$

где  $\Lambda = mh_0/(p_0r_0^2t_0^2) = mh_0\omega_0^2/(p_0r_0^2)$  — приведенная масса, характеризующая инерционные свойства системы;  $h_0$  — радиальный зазор;  $p_0$  — давление подачи;  $r_0$  — длина образующей развертки конической поверхности;  $t_0 = 1/\omega_0$  — характерное время.

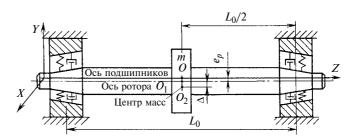


Рис. 2. Расчетная схема системы "жесткий ротор — КПС"

Интегрирование полученных уравнений движения жесткого ротора невозможно ввиду отсутствия аналитических зависимостей для реакций  $R_{S_i}$  смазочного слоя и их производных. Поэтому для получения траекторий необходимо численное интегрирование уравнений системы (3). Поэтапный алгоритм расчета траекторий подробно изложен в работе [8]. Системы дифференциальных уравнений решаются методом Адамса-Башфорта, имеющим четвертый порядок точности [9]. Сравнительный анализ разных методов решения дифференциальных уравнений [9, 10] показал, что выбранный метод наиболее приемлем: имеет высокую точность и большую устойчивость; требует меньших вычислений правой части дифференциального уравнения. Недостаток метода — невозможность самостартования, поэтому первые три (после начальной) точки траектории рассчитываются методом Эйлера.

Для решения полученной системы уравнений разработана программа, позволяющая строить траектории центра цапфы ротора в КПС, что важно для решения задач устойчивости данной системы. Расчетами получены семейства траекторий центра цапфы в конических гидродинамических подшипниках (ГДП), смазываемых водой и жидким водородом. Траектории построены в предположении устойчивой работы ротора в осевом направлении (Z=0) без учета его перекоса относительно оси подшипника  $(\Delta = 0)$ . Рабочие и геометрические параметры конического ГДП: длина L = 53 мм, больший диаметр  $D_2 = 48$  мм, угол конусности  $\alpha = 30^{\circ}$ ; режим работы: давление подачи смазочного материала  $p_0 = 0.2 \text{ M}\Pi a$ , температура смазочной жидкости: воды  $T_0 = 293 \text{ K}$ , жидкого водорода  $T_0 = 20 \text{ K. Ана-}$ лизируя приведенные траектории, можно отметить следующие

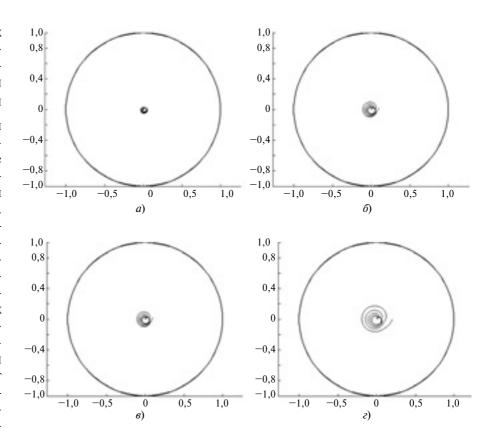


Рис. 3. Траектории центра цапфы при смазывании водой и частоте вращения 10 000 (a), 20 000 ( $\delta$ ), 30 000 ( $\delta$ ) и 40 000 мин<sup>-1</sup> ( $\epsilon$ )

особенности поведения ротора в зазоре конических ГДП скольжения при смазывании водой и жидким водородом: увеличение частоты вращения и массы ротора приводит к увеличению амплитуды траектории; при изменении угла конусности изменяются вид и характер траектории, амплитуда остается прежней.

Значительное влияние на траекторию оказывает частота вращения ротора: при ее увеличении траектория приближается к окружности, диаметр которой со временем может достигать границы зазора, а центр, вследствие увеличения гидродинамической реакции несущего слоя, смещается к центру подшипника (рис. 3). При радиальном зазоре  $h_0 = 50$  мкм, массе ротора m = 3.9 кг и частоте вращения  $n = 10~000~\text{мин}^{-1}$ (см. рис. 3, а) траектория представляет собой замкнутую кривую небольшого размера относительно радиального зазора, что позволяет судить об устойчивости данной системы. При n = 20~000и  $30\ 000\ мин^{-1}$  и тех же давлении подачи смазочного материала и массе ротора (см. рис. 3,  $\delta$ ,  $\epsilon$ ) траектории увеличиваются по сравнению с траекторией при  $n = 10~000~{\rm мин}^{-1}$  и меняют вид. Сначала — это замкнутые кривые сложной формы (например, улитка Паскаля), обусловленные наложением синхронных и автоколебаний, а затем они начинают слегка удаляться от исходного положения. При  $n = 40\ 000\ \text{мин}^{-1}$ (см. рис. 3, г) можно говорить о неустойчивости движения ротора в зазоре конического подшипника, поскольку траектория представляет собой разворачивающуюся спираль, стремящуюся к границам зазора (см. рис. 1, 3). Это особенно заметно при увеличении массы ротора. Так, при ее увеличении примерно на 25 % амплитуда траектории увеличивается в 2 раза, а сама траектория стремится к границам зазора (рис. 4).

Таким образом, путем вычислений можно определить предельные частоту вращения и массу ротора, при которых траектория достигнет границы радиального зазора при данных условиях и произойдет касание стенки подшипника, что нежелательно.

Установлено, что траектория (рис. 5) при заданной частоте  $n = 20\ 000\ {\rm мин}^{-1}$  изменяется при угле конусности  $15^{\circ} \le \alpha \le 60^{\circ}$ , амплитуда при этом остается неизменной. При α ≤ 30° траектория представляет собой улитку Паскаля (см. рис. 5, a,  $\delta$ ). При дальнейшем увеличении угла конусности траектория усложняется. Она представляет собой совокупность улитки Паскаля и разных эпициклоид, что особенно заметно при  $\alpha = 45^{\circ}$  и  $60^{\circ}$  (см. рис. 5,  $\varepsilon$ ,  $\varepsilon$ ). Это говорит о том, что на ротор действуют автоколебания и наложенные на них синхронные колебания.

Результаты теоретических исследований показали, что при заданных параметрах (зазор  $h_0 =$ = 20 мкм) траектории центра ротора в КПС при смазывании жидким водородом имеют значительные амплитуды, сопоставимые с радиальным зазором. При увеличении частоты вращения ротора массой 3,9 кг амплитуда траектории увеличивается и траектория приближается к окружности, диаметр которой сопоставим с зазором, а со временем даже может достичь границ зазора (рис. 6, a,  $\delta$ ). Такая же картина наблюдается и при увеличении массы ротора при  $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$ (рис.  $7, a, \delta$ ), что говорит о неустойчивой работе системы.

Дальнейшее изучение динамики системы "ротор — КПС" связано с исследованием семейств траекторий, полученных варырованием скорости, дисбаланса, массы ротора, температуры и давления подачи смазочного ма-

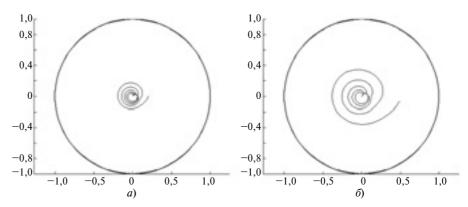


Рис. 4. Траектории движения центра цапфы при смазывании водой и массе ротора 3,9 (a) и 5 кг ( $\delta$ )

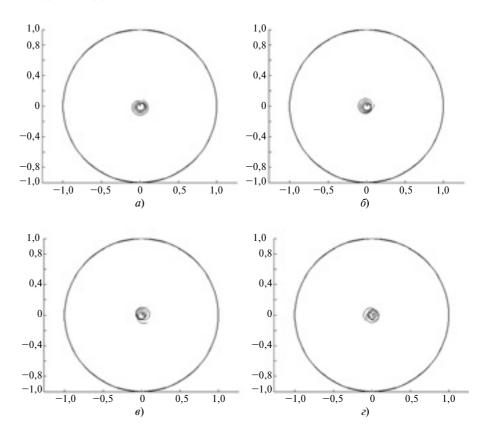


Рис. 5. Траектории центра цапфы при смазывании водой и угле конусности  $15^\circ$  (a),  $30^\circ$  (б),  $45^\circ$  (в) и  $60^\circ$  (г)

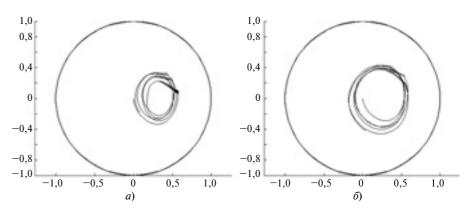
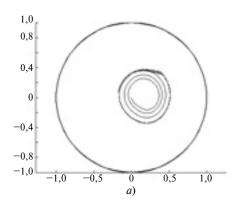


Рис. 6. Траектории центра цапфы при смазывании жидким водородом и частоте вращения 3500 (a) и 4000 мин $^{-1}$  (б)



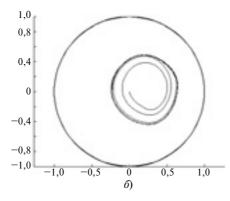


Рис. 7. Траектории центра цапфы при смазывании жидким водородом и массе ротора 2,5 (a) и 3,9 кг (б)

териала, геометрических характеристик подшипников и т. д. Это позволит определить устойчивость системы при заданных параметрах и рекомендовать режимы ее работы.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Корнеев А. Ю., Савин Л. А., Соломин О. В.** Конические подшипники жидкостного трения: Монография. М.: Машиностроение-1, 2008. 172 с.

- 2. **Prabhu T. J., Ganesan N., Rao B. V. A.** Stability of vertical rotor system supported by hydrostatic thrust bearings // Proc. 6<sup>th</sup> World Congress Theory Mach. and Mech. New Delhi, 1983. V. 2. P. 1339—1342.
- 3. **Позняк Э. Л.** Колебания роторов // Вибрации в технике. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов. М.: Машиностроение, 1980. С. 130—189.
- 4. Соломин О. В. Колебания и устойчивость роторов на подшипниках скольжения в условиях вскипания смазочного материала: Дис. ... канд. техн. наук. Орел, 2000. 259 с.

- 5. Эйкерс А., Михаелсон С., Камерон А. Граница устойчивости по отношению к вихрю для радиального подшипника конечной длины // Проблемы трения и смазки. 1971.  $\mathbb{N}_2$  1. С. 170—182.
- 6. Артеменко Н. П., Доценко В. Н., Чайка А. И. Траектории вынужденных колебаний и автоколебаний высокоскоростных роторов на ГСП // Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. Харьков: ХАИ, 1977. Вып. 4. С. 31—35.
- 7. **Пешти Ю. В.** Газовая смазка. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1993. 382 с.
- 8. **Корнеев А. Ю.** Математическая модель расчета динамики жесткого ротора на конических подшипниках скольжения методом траекторий // Изв. ОрелГТУ. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2012. № 3-3/293. С. 3—9.
- 9. **Амосов А. А., Дубинский Ю. А., Копченова Н. В.** Вычислительные методы для инженеров. М.: Высшая школа, 1994. 544 с.
- 10. **Самарский А. А., Гулин А. В.** Численные методы. М.: Наука, 1989. 432 с.

УДК [629.13:621.783].001.24

Е. А. ОЛЕНЕВ, д-р техн. наук (Владимирский ГУ), e-mail: olenevea@mail.ru

## **Аналитический расчет степени черноты продуктов сгорания** в теплотехнических устройствах

Предлагается аналитический метод расчета степени черноты продуктов сгорания — углекислого газа и паров воды, для расчета рекуператоров печей и других тепловых устройств.

**Ключевые слова:** теплота, степень черноты, углекислый газ, пары воды, излучение, рекуператор.

The analytical analysis method of emissivity of combustion products — carbon dioxide and water vapors, for analysis of furnace recuperators and other heat devices is suggested.

**Keywords:** heat, emissivity, carbon dioxide, water vapors, emission, recuperator.

С развитием техники возрастает значение теплопередачи при работе тепловых машин. Если при относительно низких температурах (до 100 °C) и свободной конвекции лучистая и конвективная составляющие теплообмена одинаковы, то в высо-

котемпературных энергетических устройствах доминирует лучистый теплообмен.

Методика расчета собственного излучения газов и их излучения на поверхности нагрева, созданная еще в XX веке, все время совершенствовалась, но не претерпела существенных изменений. Приводимые в технической литературе номограммы степени черноты углекислого газа и водяного пара в зависимости от их парциального давления, длины пути луча и температуры не всегда удобны. Относительно большая кривизна линий делает экстраполяцию (и интерполяцию) трудоемкой, при этом точность отсчетов будет низкой. Существенно затрудняются также математическое моделирование теплового процесса, его прогнозирование, автоматизированный расчет коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи и других параметров. Аналитический метод расчета степени черноты газов упрощается, если моделировать работу высокотемпературных теплообменных устройств и расчет их параметров на ЭВМ.

### Определение степени черноты углекислого газа и водяного пара

В основе практических расчетов лучеиспускания газов лежит закон четвертой степени абсолютной температуры — закон Стефана—Больцмана. Опытные данные по излучению газов обычно дают зависимость вида

$$\varepsilon_{\Gamma} = f(t_{\Gamma}, pS_{\ni \Phi}),$$

где  $\varepsilon_\Gamma$  — относительная излучательная способность или степень черноты газа;  $t_\Gamma$  и p — температура и парциальное давление газа;  $S_{\ni \Phi}$  — эффективная длина пути луча, м.

Для произвольного объема газа эффективную длину пути луча рассчитывают по формуле

$$S_{\ni \Phi} = 3.6 \frac{V_{\Gamma}}{F_{\Gamma}},$$

где  $V_{\Gamma}$  — объем газа, м³;  $F_{\Gamma}$  — площадь оболочки, в которую заключен газ, м².

Степень черноты газа зависит от его состава, температуры и объема. Для продуктов сгорания энергетических топлив ее рассчитывали по формуле

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}},$$

где  $\epsilon_{\text{CO}_2}$  — степень черноты  $\text{CO}_2$ ;  $\epsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$  — условная степень черноты пара;  $\beta$  — поправочный коэффициент, учитывающий особенности излучения пара;  $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = \beta\epsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$  — степень черноты пара.

В соответствии с номограммами, приведенными в работе [1], для разных значений  $pS_{3\varphi}$  (ат · м) и температур были получены формулы относительной излучательной способности (степени черноты)  $CO_2$  и пара:

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = \frac{a\{[b(0,088 + \xi^c) - d\xi](800 + t_{\Gamma})\}^{e - f\xi}}{117 + \{4 \cdot 10^{-3}[g\xi^{-h} + i\xi^j - k](m + t_{\Gamma})\}^{3,64}} + n10^{-3}(q + r\xi - s\xi^{-0,18}); \tag{1}$$

$$\varepsilon'_{\rm H_2O} = \exp\{a'[(b'-c'\zeta)[d'\zeta^{e'}-f'-g't_{_\Gamma})-h']\}, (2)$$

где  $\xi=p_{\mathrm{CO}_2}S_{\ni \varphi}$  и  $\zeta=p_{\mathrm{H}_2\mathrm{O}}S_{\ni \varphi}$  — соответственно произведения парциальных давлений  $p_{\mathrm{CO}_2}$  углекислого газа и  $p_{\mathrm{H}_2\mathrm{O}}$  пара на длину  $S_{\ni \varphi}$  луча, ат · м; a,b,c,d,e,f,g,h,i,j,k,m,n,q,r,s,a',b',c',d',e',f',g',h' — коэффициенты, определяемые по табл. 1 и зависящие от значений  $pS_{\ni \varphi}$  и температуры.

Для определения степени черноты необходимо знать температуру  $t_\Gamma$  газа, °C, его парциальное давление p, кгс/см (ат) и эффективную длину  $S_{3\varphi}$  пути луча, м. Определив диапазон  $pS_{3\varphi}$ , из соответствующего столбца табл. 1 берут коэффициенты и подставляют их в формулы (1) и (2), по которым рассчитывают  $\varepsilon_{\text{CO}_2}$  и  $\varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$ . В табл. 1 приведены коэффициенты для разных интервалов  $pS_{3\varphi}$ , однако для конкретного устройства размер  $pS_{3\varphi}$  находится в определенном диапазоне, поэтому коэффициенты имеют одну величину.

Для пара влияние p несколько сильнее влияния  $pS_{9\Phi}$ , поэтому значение  $\epsilon'_{H_2O}$ , найденное по формуле (2), необходимо умножить на поправочный коэффициент  $\beta$ , зависящий от давления  $p_{H_2O}$ . В со-

Таблица 1

		Ді	иапазон <i>р</i> (	$S_{90}$	<sub>þ</sub> , ат·м			Диапазон $p_{\mathrm{H_2O}}S_{\mathrm{9}\Phi}$ , ат $\cdot$ м						
	0,0010	6÷0,01			0,01	÷0,2		0,	001÷0,01	0,01÷0,08	0,08÷0,45			
	I			II					I	II	III			
а	1	i	2,05	а	$4 \cdot 10^{-5}$	i	0,03	a'	0,04606	0,02302	0,0093			
b	0,01	j	0,5	b	2,04	j	1	b'	0,79	5,4	$64\zeta^{0,6+3,1\zeta}$			
c	0,39	k	0,1375	c	0,205	k	0	c'	20,7	19	19			
d	0	m	400	d	1	m	100	d'	529	94	$\frac{54\zeta^{0,098}}{0,44+\zeta}$			
e	2,015	n	-5	e	1,69	n	2	e'	0,28	0,34	0,46			
f	12,5	q	3,6	f	0	q	1	f'	61	1,85	2,6			
g	0,3348	r	1,8	g	0,715	r	38	g'	0,05	0,01	0,016			
h	0,17	S	1	h	0,06	S	0	h'	107,75	215,5	$\frac{372\zeta^{0,075}}{0,9+\zeta^{0,82}}$			
	$300 \leqslant t_{\Gamma} \leqslant 2000  ^{\circ}\mathrm{C}$							200 <	$t_{\Gamma} \le 1800  ^{\circ}\text{C}$	$300 \leqslant t_{\Gamma} \leqslant 2000  ^{\circ}\text{C}$	$400 \leqslant t_{\Gamma} \leqslant 2000  ^{\circ}\mathrm{C}$			

ответствие с номограммами, приведенными в работах [1, 2], для нахождения  $\beta$  разработаны следующие формулы:

$$\beta = 1 + \ln \frac{\ln(3.81/\zeta^{0.017})}{\zeta^{0.0587}} p_{\text{H}_2\text{O}}^{\ln \ln(7.67/\zeta^{0.02})}$$
 при  $0 \le p_{\text{H}_2\text{O}} \le 1;$  (3)

$$\beta = 1 + \ln \frac{1.41}{\zeta^{0.0587}} p_{\text{H}_2\text{O}}^{\ln(2,24/\zeta^{0.02})}$$
 при  $0 \le p_{\text{H}_2\text{O}} \le 0.4.$  (4)

Для оценки погрешности аналитического расчета степени черноты по уравнениям (1) и (2) были проведены вычисления для различных температур и парциальных давлений газов (табл. 2 и 3). В табл. 2 и 3 указаны: в круглых скобках — номера расчетных формул; римскими цифрами — диапазоны изменения  $pS_{9\Phi}$ , приведенные в табл. 1; литературные источники, в которых приведены номограммы; абсолютная  $\Delta$  и относительная  $\delta$  погрешности; прочерки означают отсутствие данных в литературе.

Анализ показал, что более 70 % полученных данных (выделены жирным шрифтом) имеют погрешность, не превышающую 1,5 %, что вполне приемлемо для технических расчетов. Обработка табличных данных позволила установить, что погрешности вычислений по формулам (1)—(3) можно описать экспоненциальным распределением вида

$$p(x) = A\exp(-|x|^{\alpha}),$$

где p(x) — функция плотности распределения вероятностей; A — нормирующий множитель распределения;  $\alpha$  — показатель степени, характерный для данного распределения.

Для распределений погрешностей получены следующие показатели степени: при расчете по формуле (1)  $\alpha = 2,15$ , по формуле (2)  $\alpha = 2,3$  и по формуле (3)  $\alpha = 1,16$ . Известно, что при  $\alpha = 1$  экспоненциальное распределение соответствует распределению Лапласа, при  $\alpha = 2$  — нормальному. Поэтому, округляя показатель до целого числа, распределение погрешностей вычислений по формулам (1) и (2) описываем нормальным законом (распределением Гаусса)

$$p(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left|\frac{x}{\sigma}\right|^2},$$

по формуле (3) — распределением Лапласа

$$p(x) = \frac{1}{2\sigma} e^{-\left|\frac{x}{\sigma}\right|},$$

где  $\sigma$  — среднее квадратическое отклонение, рассчитанное по табличным данным: для первого распределения  $\sigma = 1.7$  %, для второго —  $\sigma = 2.1$  %, для третьего —  $\sigma = 0.68$  %.

В работе [3] показано, что среди произвольно назначаемых значений доверительной вероятности есть одно уникальное значение. Интегральные кривые для широкого класса симметричных распределений (равномерного, треугольного, трапецеидального, нормального, экспоненциальных с  $\alpha \ge 2/3$ ) в области 0,05-й и 0,95-й квантилей пересекаются между собой в очень узком интервале значений  $x/\sigma = 1,6 \pm 0,05$ . Поэтому с 90 %-й доверительной вероятностью получаем погрешность вычисления

по формуле (1) 
$$\Delta_{0,9}^{\text{CO}_2}=1,6\cdot 1,7=\pm 2,7$$
 %, по формуле (2) —  $\Delta_{0,9}^{\text{H}_2\text{O}}=1,6\cdot 2,1=\pm 3,4$  %, по формуле (3) —  $\Delta_{0,9}^{\beta}=1,6\cdot 0,68=\pm 1,1$  %. Однако для практических расчетов важнее не величина отдельной погрешности, а сумма погрешностей. Свойство доверительной вероятности  $P_{\pi}=0,9$  значительно упрощает расчет суммы погрешностей. Так, если суммируемые погрешности заданы своими значения-

ми 
$$\Delta_{0,9i}$$
 ( $i=1,2,...$ ), то  $\sigma_{\Sigma}=\sqrt{\sum\limits_{i=1}^{n}\sigma_{i}^{2}}$ , где  $n$  — число суммируемых погрешностей. Тогда суммарная погрешность

 $\frac{n}{2}$   $\frac{1}{2}$   $\frac{1$ 

$$\Delta_{0,9\Sigma} = 1,6\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \Delta_{0,9}^{2}} = \sqrt{2,7^{2} + 3,4^{2} + 1,1^{2}} = 4,5 \approx 5\%.$$

Таким образом, с доверительной вероятностью  $P_{\rm д}=0.9$  погрешность вычисления степени  $\epsilon_{\rm \Gamma}$  черноты продуктов сгорания не превышает 5 %.

Зная степень черноты продуктов сгорания, легко рассчитать количество теплоты (коэффициент теплоотдачи), передаваемой излучением от газов к оболочке, в которую заключен газ.

### Определение коэффициента теплоотдачи газов излучением

Коэффициент теплоотдачи излучением определяем по известной формуле

$$\begin{split} \alpha_{\scriptscriptstyle \Pi} &= \frac{\varepsilon_{\scriptscriptstyle \Gamma} C}{T_{\scriptscriptstyle \Gamma} - T_w} \left[ \left( \frac{T_{\scriptscriptstyle \Gamma}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 10^{-2} \varepsilon_{\scriptscriptstyle \Gamma} C \left( \frac{T_{\scriptscriptstyle \Gamma}}{100} + \frac{T_w}{100} \right) \left[ \left( \frac{T_{\scriptscriptstyle \Gamma}}{100} \right)^2 + \left( \frac{T_w}{100} \right)^2 \right], \end{split}$$

	Степень черноты излучения углекислого газа												
$t_{\Gamma}$ , °C		ξ =	0,2			ξ =	: 0,1			ξ =	0,06		
	(1), II	[1]	Δ	δ, %	(1), II	[1]	Δ	δ, %	(1), II	[1]	Δ	δ, %	
300	0,1045	0,106	-0,0015	-1,38	0,0876	0,09	-0,0024	-2,70	0,0764	0,08	-0,0036	-4,56	
600	0,1327	0,13	0,0027	2,08	0,1109	0,11	0,0009	0,86	0,0959	0,095	0,0009	0,98	
800	0,1376	0,138	-0,0004	-0,32	0,1130	0,112	0,0010	0,93	0,0963	0,097	-0,0007	-0,77	
1000	0,1301	0,13	0,0001	0,06	0,1044	0,105	-0,0006	-0,54	0,0873	0,088	-0,0007	-0,76	
1200	0,1155	0,115	0,0005	0,41	0,0905	0,09	0,0005	0,61	0,0745	0,075	-0,0005	-0,67	
1400	0,0993	0,098	0,0013	1,36	0,0763	0,076	0,0003	0,36	0,0619	0,0615	0,0004	0,72	
1600	0,0848	0,083	0,0018	2,11	0,0639	0,063	0,0009	1,45	0,0514	0,052	-0,0006	-1,17	
1800	0,0727	0,071	0,0017	2,40	0,0540	0,054	0	0	0,0430	0,042	0,0010	2,50	
2000	0,0631	0,062	0,0011	1,77	0,0462	0,046	0,0002	0,38	0,0366	0,036	0,0006	1,66	
. °C		ξ =	0,03			ξ =	0,02			ξ =	0,01		
$t_{\Gamma}$ , °C	(1), II	[1]	Δ	δ, %	(1), II	[1]	Δ	δ, %	(1), II	[1]	Δ	δ, %	
300	0,0633	0,065	-0,0017	-2,68	0,0567	0,058	-0,0013	-2,22	0,0473	0,046	0,0013	2,72	
600	0,0781	0,077	0,0011	1,41	0,0691	0,068	0,0011	1,61	0,0561	0,054	0,0021	3,87	
800	0,0765	0,076	0,0005	0,70	0,0667	0,067	-0,0003	-0,39	0,0528	0,052	0,0008	1,53	
1000	0,0677	0,068	-0,0003	-0,38	0,0582	0,058	0,0002	0,43	0,0450	0,045	0	0	
1200	0,0566	0,058	-0,0014	-2,35	0,0482	0,049	-0,0008	-1,65	0,0367	0,037	-0,0003	-0,76	
1400	0,0464	0,047	-0,0006	-1,21	0,0393	0,04	-0,0007	-1,85	0,0297	0,03	-0,0003	-0,99	
1600	0,0382	0,039	-0,0008	-2,16	0,0322	0,032	0,0002	0,51	0,0243	0,0245	-0,0002	0,80	
1800	0,0318	0,032	-0,0002	-0,70	0,0268	0,027	-0,0002	-0,91	0,0203	0,02	0,0003	1,34	
2000	0,0269	0,027	-0,0001	-0,37	0,0227	0,023	-0,0003	-1,30	0,0172	0,0168	0,0013	2,38	
			ı	I	$\xi = 0,007$					l .			
		ξ =	0,01			$\xi =$	0,007			ξ =	0,005		
$t_{\Gamma}$ , °C	(1), I	ξ =	0,01	δ, %	(1), I	ξ =	0,007	δ, %	(1), I	ξ =	0,005 Δ	δ, %	
		[1]	Δ			[1]	Δ			[1]	Δ		
300	0,0447	[1]	Δ -0,0013	-2,8	0,0388	[1]	Δ -0,0012	-3,0	0,0335	[1]	Δ -0,0005	-1,5	
300 600	0,0447 0,0525	[1] 0,046 0,052	Δ -0,0013 0,0005	-2,8 <b>0,96</b>	0,0388 0,0453	[1] 0,04 0,045	Δ -0,0012 0,0003	-3,0 <b>0,67</b>	0,0335 0,0386	[1] 0,034 0,039	Δ -0,0005 -0,0004	-1,5 -1	
300 600 800	0,0447 0,0525 0,0498	[1] 0,046 0,052 0,05	$\begin{array}{c} \Delta \\ -0,0013 \\ 0,0005 \\ -0,0002 \end{array}$	-2,8 <b>0,96</b> - <b>0,4</b>	0,0388 0,0453 0,0428	[1] 0,04 0,045 0,043	$\begin{array}{c c} \Delta \\ -0,0012 \\ 0,0003 \\ -0,0002 \end{array}$	-3,0 <b>0,67</b> - <b>0,5</b>	0,0335 0,0386 0,0359	[1] 0,034 0,039 0,036	$\Delta$ -0,0005 -0,0004 -0,0001	-1,5 -1 -0,2	
300 600	0,0447 0,0525 0,0498 0,0436	[1] 0,046 0,052 0,05 0,044	$\begin{array}{c} \Delta \\ -0,0013 \\ 0,0005 \\ -0,0002 \\ -0,0004 \end{array}$	-2,8 <b>0,96</b>	0,0388 0,0453 0,0428 0,0374	[1] 0,04 0,045 0,043 0,037	$\begin{array}{c} \Delta \\ -0,0012 \\ 0,0003 \\ -0,0002 \\ 0,0004 \end{array}$	-3,0 <b>0,67</b> - <b>0,5</b> <b>1,1</b>	0,0335 0,0386 0,0359 0,0311	[1] 0,034 0,039 0,036 0,031	$\begin{array}{c} \Delta \\ -0,0005 \\ -0,0004 \\ -0,0001 \\ 0,0001 \end{array}$	-1,5 -1 -0,2 0,32	
300 600 800 1000	0,0447 0,0525 0,0498	[1] 0,046 0,052 0,05	$\begin{array}{c} \Delta \\ -0,0013 \\ 0,0005 \\ -0,0002 \end{array}$	-2,8 <b>0,96</b> - <b>0,4</b> - <b>0,9</b>	0,0388 0,0453 0,0428	[1] 0,04 0,045 0,043	$\begin{array}{c c} \Delta \\ -0,0012 \\ 0,0003 \\ -0,0002 \end{array}$	-3,0 <b>0,67</b> - <b>0,5</b>	0,0335 0,0386 0,0359	[1] 0,034 0,039 0,036	$\Delta$ -0,0005 -0,0004 -0,0001	-1,5 -1 -0,2	
300 600 800 1000 1200	0,0447 0,0525 0,0498 0,0436 0,0366	[1] 0,046 0,052 0,05 0,044 0,037	Δ -0,0013 0,0005 -0,0002 -0,0004 -0,0004	-2,8 <b>0,96</b> - <b>0,4</b> - <b>0,9</b> - <b>1</b>	0,0388 0,0453 0,0428 0,0374 0,0313	[1] 0,04 0,045 0,043 0,037 0,031	Δ -0,0012 0,0003 -0,0002 0,0004 0,0003	-3,0 0,67 -0,5 1,1 0,96	0,0335 0,0386 0,0359 0,0311 0,0258	[1] 0,034 0,039 0,036 0,031 0,026	$\begin{array}{c} \Delta \\ -0,0005 \\ -0,0004 \\ -0,0001 \\ 0,0001 \\ -0,0002 \end{array}$	-1,5 -1 -0,2 0,32 -0,8	
300 600 800 1000 1200 1400	0,0447 0,0525 0,0498 0,0436 0,0366 0,0301	[1] 0,046 0,052 0,05 0,044 0,037 0,03	$\begin{array}{c} \Delta \\ -0,0013 \\ 0,0005 \\ -0,0002 \\ -0,0004 \\ -0,0004 \\ 0,0001 \end{array}$	-2,8 <b>0,96</b> - <b>0,4</b> - <b>0,9</b> - <b>1</b> <b>0,3</b>	0,0388 0,0453 0,0428 0,0374 0,0313 0,0257	[1] 0,04 0,045 0,043 0,037 0,031 0,026	Δ -0,0012 0,0003 -0,0002 0,0004 0,0003 -0,0003	-3,0 0,67 -0,5 1,1 0,96 -1,1	0,0335 0,0386 0,0359 0,0311 0,0258 0,0211	[1] 0,034 0,039 0,036 0,031 0,026 0,021	$\begin{array}{c} \Delta \\ -0,0005 \\ -0,0004 \\ -0,0001 \\ 0,0001 \\ -0,0002 \\ 0,0001 \end{array}$	-1,5 -1 -0,2 0,32 -0,8 0,5	
300 600 800 1000 1200 1400 1600	0,0447 0,0525 0,0498 0,0436 0,0366 0,0301 0,0245	[1] 0,046 0,052 0,05 0,044 0,037 0,03 0,025	$\begin{array}{c c} \Delta \\ -0,0013 \\ 0,0005 \\ -0,0002 \\ -0,0004 \\ -0,0004 \\ 0,0001 \\ -0,0005 \end{array}$	-2,8 0,96 -0,4 -0,9 -1 0,3 -2	0,0388 0,0453 0,0428 0,0374 0,0313 0,0257 0,0209	[1] 0,04 0,045 0,043 0,037 0,031 0,026 0,021	Δ -0,0012 0,0003 -0,0002 0,0004 0,0003 -0,0003 -0,0001	-3,0 0,67 -0,5 1,1 0,96 -1,1 -0,5	0,0335 0,0386 0,0359 0,0311 0,0258 0,0211 0,0171	[1] 0,034 0,039 0,036 0,031 0,026 0,021 0,017	$\begin{array}{c c} \Delta \\ -0,0005 \\ -0,0004 \\ -0,0001 \\ 0,0001 \\ -0,0002 \\ 0,0001 \\ 0,0001 \end{array}$	-1,5 -1 -0,2 0,32 -0,8 0,5 0,6	
300 600 800 1000 1200 1400 1600 1800 2000	0,0447 0,0525 0,0498 0,0436 0,0366 0,0301 0,0245 0,0199	[1] 0,046 0,052 0,05 0,044 0,037 0,03 0,025 0,02 0,016	$\begin{array}{c} \Delta \\ -0,0013 \\ 0,0005 \\ -0,0002 \\ -0,0004 \\ -0,0004 \\ 0,0001 \\ -0,0005 \\ -0,0001 \end{array}$	-2,8 0,96 -0,4 -0,9 -1 0,3 -2 -0,5	0,0388 0,0453 0,0428 0,0374 0,0313 0,0257 0,0209 0,017	[1] 0,04 0,045 0,043 0,037 0,031 0,026 0,021 0,017 0,014	Δ -0,0012 0,0003 -0,0002 0,0004 0,0003 -0,0003 -0,0001 0	-3,0 0,67 -0,5 1,1 0,96 -1,1 -0,5	0,0335 0,0386 0,0359 0,0311 0,0258 0,0211 0,0171 0,0138	[1] 0,034 0,039 0,036 0,031 0,026 0,021 0,017 0,014 0,011	$\begin{array}{c c} \Delta \\ -0,0005 \\ -0,0004 \\ -0,0001 \\ 0,0001 \\ -0,0002 \\ 0,0001 \\ -0,0002 \\ \end{array}$	-1,5 -1 -0,2 0,32 -0,8 0,5 0,6 -1,4	
300 600 800 1000 1200 1400 1600 1800	0,0447 0,0525 0,0498 0,0436 0,0366 0,0301 0,0245 0,0199	[1] 0,046 0,052 0,05 0,044 0,037 0,03 0,025 0,02 0,016	$\begin{array}{c c} \Delta \\ -0,0013 \\ 0,0005 \\ -0,0002 \\ -0,0004 \\ -0,0004 \\ 0,0001 \\ -0,0005 \\ -0,0001 \\ 0,0002 \end{array}$	-2,8 0,96 -0,4 -0,9 -1 0,3 -2 -0,5	0,0388 0,0453 0,0428 0,0374 0,0313 0,0257 0,0209 0,017	[1] 0,04 0,045 0,043 0,037 0,031 0,026 0,021 0,017 0,014	Δ -0,0012 0,0003 -0,0002 0,0004 0,0003 -0,0003 -0,0001 0 -0,0002	-3,0 0,67 -0,5 1,1 0,96 -1,1 -0,5	0,0335 0,0386 0,0359 0,0311 0,0258 0,0211 0,0171 0,0138	[1] 0,034 0,039 0,036 0,031 0,026 0,021 0,017 0,014 0,011	$\begin{array}{c c} \Delta \\ -0,0005 \\ -0,0004 \\ -0,0001 \\ 0,0001 \\ -0,0002 \\ 0,0001 \\ -0,0002 \\ 0,0002 \\ \end{array}$	-1,5 -1 -0,2 0,32 -0,8 0,5 0,6 -1,4	
300 600 800 1000 1200 1400 1600 1800 2000	0,0447 0,0525 0,0498 0,0436 0,0366 0,0301 0,0245 0,0199 0,0162	$ \begin{bmatrix} 11 \\ 0.046 \\ 0.052 \\ 0.05 \\ 0.044 \\ 0.037 \\ 0.03 \\ 0.025 \\ 0.02 \\ 0.016 \end{bmatrix} $	Δ -0,0013 0,0005 -0,0002 -0,0004 -0,0004 0,0001 -0,0005 -0,0001 0,0002	-2,8 0,96 -0,4 -0,9 -1 0,3 -2 -0,5 1,25	0,0388 0,0453 0,0428 0,0374 0,0313 0,0257 0,0209 0,017 0,0138	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.04 \\ 0.045 \\ 0.043 \\ 0.037 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \end{bmatrix} $	Δ -0,0012 0,0003 -0,0002 0,0004 0,0003 -0,0001 0 -0,0002	-3,0 0,67 -0,5 1,1 0,96 -1,1 -0,5 0 -1,4	0,0335 0,0386 0,0359 0,0311 0,0258 0,0211 0,0171 0,0138 0,0112	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.034 \\ 0.039 \\ 0.036 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ 0.011 \\ \end{bmatrix} $	Δ -0,0005 -0,0004 -0,0001 -0,0002 0,0001 -0,0002 0,0002 0,0002	-1,5 -1 -0,2 0,32 -0,8 0,5 0,6 -1,4 1,8	
300 600 800 1000 1200 1400 1600 1800 2000	0,0447 0,0525 0,0498 0,0436 0,0366 0,0301 0,0245 0,0199 0,0162	$   \begin{bmatrix}     1] \\     0,046 \\     0,052 \\     0,05 \\     0,044 \\     0,037 \\     0,03 \\     0,025 \\     0,02 \\     0,016 \\     \xi =    \begin{bmatrix}     1]   \end{bmatrix} $	Δ -0,0013 0,0005 -0,0002 -0,0004 -0,0004 0,0001 -0,0005 -0,0001 0,0002	-2,8 0,96 -0,4 -0,9 -1 0,3 -2 -0,5 1,25	0,0388 0,0453 0,0428 0,0374 0,0313 0,0257 0,0209 0,017 0,0138	$\begin{bmatrix} 1] \\ 0.04 \\ 0.045 \\ 0.043 \\ 0.037 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ \xi = \\ \begin{bmatrix} 1 \end{bmatrix}$	Δ -0,0012 0,0003 -0,0002 0,0004 0,0003 -0,0003 -0,0001 0 -0,0002  Δ	-3,0 0,67 -0,5 1,1 0,96 -1,1 -0,5 0 -1,4	0,0335 0,0386 0,0359 0,0311 0,0258 0,0211 0,0171 0,0138 0,0112	$\begin{bmatrix} 1] \\ 0.034 \\ 0.039 \\ 0.036 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ 0.011 \\ \xi = 0 \\ \end{bmatrix}$	Δ -0,0005 -0,0004 -0,0001 0,0001 -0,0002 0,0001 -0,0002 0,0002	-1,5 -1 -0,2 0,32 -0,8 0,5 0,6 -1,4	
300 600 800 1000 1200 1400 1600 1800 2000 $t_{\Gamma}, ^{\circ}C$	0,0447 0,0525 0,0498 0,0436 0,0366 0,0301 0,0245 0,0199 0,0162 (1), I	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0,046 \\ 0,052 \\ 0,05 \\ 0,044 \\ 0,037 \\ 0,03 \\ 0,025 \\ 0,02 \\ 0,016 \end{bmatrix} $ $ \xi = \begin{bmatrix} 1] \\ 0,027 $	Δ -0,0013 0,0005 -0,0002 -0,0004 -0,0001 -0,0005 -0,0001 0,0002  Δ -0,0002	-2,8 0,96 -0,4 -0,9 -1 0,3 -2 -0,5 1,25	0,0388 0,0453 0,0428 0,0374 0,0313 0,0257 0,0209 0,017 0,0138 (1), I	$\begin{bmatrix} 1 \\ 0.04 \\ 0.045 \\ 0.043 \\ 0.037 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ \xi = \\ \begin{bmatrix} 1 \\ \end{bmatrix} \\ 0.023$	Δ -0,0012 0,0003 -0,0002 0,0004 0,0003 -0,0001 0 -0,0002 Δ -0,0004	-3,0 0,67 -0,5 1,1 0,96 -1,1 -0,5 0 -1,4	0,0335 0,0386 0,0359 0,0311 0,0258 0,0211 0,0171 0,0138 0,0112 (1), I	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.034 \\ 0.039 \\ 0.036 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ 0.011 \\ \xi = 0 \\ \end{bmatrix} $	Δ -0,0005 -0,0004 -0,0001 -0,0002 0,0001 -0,0002 0,0001 -0,0002 0,0002	-1,5 -1 -0,2 0,32 -0,8 0,5 0,6 -1,4 1,8	
300 600 800 1000 1200 1400 1600 1800 2000 $t_{\Gamma}, ^{\circ}C$	0,0447 0,0525 0,0498 0,0436 0,0366 0,0301 0,0245 0,0199 0,0162 (1), I 0,0268 0,0295	$\begin{bmatrix} 1] \\ 0.046 \\ 0.052 \\ 0.05 \\ 0.044 \\ 0.037 \\ 0.03 \\ 0.025 \\ 0.02 \\ 0.016 \\ \xi = \\ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.027 \\ 0.03 \\ 0.03 \\ \end{bmatrix}$	Δ -0,0013 0,0005 -0,0002 -0,0004 -0,0001 -0,0005 -0,0001 0,0002  0,003 Δ -0,0002 -0,0005	-2,8 0,96 -0,4 -0,9 -1 0,3 -2 -0,5 1,25 δ, % -0,7 -1,7	0,0388 0,0453 0,0428 0,0374 0,0313 0,0257 0,0209 0,017 0,0138 (1), I	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.04 \\ 0.045 \\ 0.043 \\ 0.037 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ \xi = \\ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.023 \\ 0.024 \\ \end{bmatrix} $	Δ -0,0012 0,0003 -0,0002 0,0004 0,0003 -0,0001 0 -0,0002  Δ -0,0004 -0,0004	-3,0 0,67 -0,5 1,1 0,96 -1,1 -0,5 0 -1,4 δ, %	0,0335 0,0386 0,0359 0,0311 0,0258 0,0211 0,0171 0,0138 0,0112 (1), I	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.034 \\ 0.039 \\ 0.036 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ 0.011 \end{bmatrix} $ $ \xi = 0 $ $ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.02 \\ 0.02 \\ 0.02 \end{bmatrix} $	Δ -0,0005 -0,0004 -0,0001 0,0001 -0,0002 0,0001 -0,0002 0,0002 0,0016 Δ 0,0007 0,0009	-1,5 -1 -0,2 0,32 -0,8 0,5 0,6 -1,4 1,8	
300 600 800 1000 1200 1400 1600 1800 2000 $t_{\Gamma}, ^{\circ}C$	0,0447 0,0525 0,0498 0,0436 0,0366 0,0301 0,0245 0,0199 0,0162 (1), I 0,0268 0,0295 0,0266	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0,046 \\ 0,052 \\ 0,05 \\ 0,044 \\ 0,037 \\ 0,03 \\ 0,025 \\ 0,02 \\ 0,016 \end{bmatrix} $ $ \xi = \begin{bmatrix} 1] \\ 0,027 \\ 0,03 \\ 0,027 \end{bmatrix} $	$\begin{array}{c c} \Delta \\ -0,0013 \\ 0,0005 \\ -0,0002 \\ -0,0004 \\ -0,0004 \\ 0,0001 \\ -0,0005 \\ -0,0001 \\ 0,0002 \\ \hline \\ 0,0002 \\ -0,0005 \\ -0,0005 \\ -0,0004 \\ \hline \end{array}$	-2,8 0,96 -0,4 -0,9 -1 0,3 -2 -0,5 1,25 δ, % -0,7 -1,7 -1,5	0,0388 0,0453 0,0428 0,0374 0,0313 0,0257 0,0209 0,017 0,0138 (1), I 0,0226 0,0236 0,0207	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.04 \\ 0.045 \\ 0.043 \\ 0.037 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ \end{bmatrix} $ $ \xi = \begin{bmatrix} 1] \\ 0.023 \\ 0.024 \\ 0.021 \\ \end{bmatrix} $	$\begin{array}{c c} \Delta \\ -0,0012 \\ 0,0003 \\ -0,0002 \\ 0,0004 \\ 0,0003 \\ -0,0001 \\ 0 \\ -0,0002 \\ \hline \\ \Delta \\ -0,0004 \\ -0,0004 \\ -0,0004 \\ -0,0003 \\ \hline \end{array}$	-3,0 0,67 -0,5 1,1 0,96 -1,1 -0,5 0 -1,4 δ, % -1,7 -1,6 -1,4	0,0335 0,0386 0,0359 0,0311 0,0258 0,0211 0,0171 0,0138 0,0112 (1), I 0,0207 0,0209 0,0180	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.034 \\ 0.039 \\ 0.036 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ 0.011 \end{bmatrix} $ $ \xi = 0 $ $ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.02 \\ 0.02 \\ 0.018 \end{bmatrix} $	Δ -0,0005 -0,0004 -0,0001 0,0001 -0,0002 0,0001 -0,0002 0,0002 0,0016 Δ 0,0007 0,0009 0	-1,5 -1 -0,2 0,32 -0,8 0,5 0,6 -1,4 1,8  δ, %  3,5 4,5 0	
300 600 800 1000 1200 1400 1600 1800 2000 t <sub>r</sub> , °C	0,0447 0,0525 0,0498 0,0436 0,0366 0,0301 0,0245 0,0199 0,0162 (1), I 0,0268 0,0295 0,0266 0,0225	$ \begin{bmatrix} 11 \\ 0.046 \\ 0.052 \\ 0.05 \\ 0.044 \\ 0.037 \\ 0.03 \\ 0.025 \\ 0.02 \\ 0.016 \end{bmatrix} $ $ \xi = \begin{bmatrix} 11 \\ 0.027 \\ 0.03 \\ 0.027 \\ 0.023 \end{bmatrix} $	Δ -0,0013 0,0005 -0,0002 -0,0004 -0,0005 -0,0001 0,0002  0,003 Δ -0,0002 -0,0005 -0,0004 -0,0005	-2,8 0,96 -0,4 -0,9 -1 0,3 -2 -0,5 1,25 δ, % -0,7 -1,7 -1,5 -2,1	0,0388 0,0453 0,0428 0,0374 0,0313 0,0257 0,0209 0,017 0,0138 (1), I 0,0226 0,0236 0,0207 0,0171	$ \begin{bmatrix} 11 \\ 0.04 \\ 0.045 \\ 0.043 \\ 0.037 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \end{bmatrix} $ $ \xi = \begin{bmatrix} 11 \\ 0.023 \\ 0.024 \\ 0.021 \\ 0.017 \end{bmatrix} $	Δ -0,0012 0,0003 -0,0002 0,0004 0,0003 -0,0001 0 -0,0002  Δ -0,0004 -0,0004 -0,0003 0,0001	-3,0 0,67 -0,5 1,1 0,96 -1,1 -0,5 0 -1,4 8, % -1,7 -1,6 -1,4 0,6	0,0335 0,0386 0,0359 0,0311 0,0258 0,0211 0,0171 0,0138 0,0112 (1), I 0,0207 0,0209 0,0180 0,0148	$ \begin{bmatrix} 11 \\ 0.034 \\ 0.039 \\ 0.036 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ 0.011 \end{bmatrix} $ $ \xi = 0 $ $ \begin{bmatrix} 11 \\ 0.02 \\ 0.02 \\ 0.02 \\ 0.018 \\ 0.015 \end{bmatrix} $	Δ -0,0005 -0,0004 -0,0001 -0,0001 -0,0001 -0,0002 0,0001 -0,0002 0,0002  0,0007 0,0009 0 -0,0004	-1,5 -1 -0,2 0,32 -0,8 0,5 0,6 -1,4 1,8  δ, %  3,5 4,5 0 -1,33	
300 600 800 1000 1200 1400 1600 1800 2000 $t_{\Gamma}, ^{\circ}C$ 300 600 800 1000 1200	0,0447 0,0525 0,0498 0,0436 0,0366 0,0301 0,0245 0,0199 0,0162 (1), I 0,0268 0,0295 0,0266 0,0225 0,0184	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0,046 \\ 0,052 \\ 0,05 \\ 0,044 \\ 0,037 \\ 0,03 \\ 0,025 \\ 0,02 \\ 0,016 \end{bmatrix} $ $ \xi = \begin{bmatrix} 1] \\ 0,027 \\ 0,03 \\ 0,027 \\ 0,023 \\ 0,018 \end{bmatrix} $	Δ -0,0013 0,0005 -0,0002 -0,0004 -0,0005 -0,0001 0,0002  0,003 Δ -0,0002 -0,0005 -0,0004 -0,0005 0,0004	-2,8 0,96 -0,4 -0,9 -1 0,3 -2 -0,5 1,25 δ, % -0,7 -1,7 -1,5 -2,1 2,2	0,0388 0,0453 0,0428 0,0374 0,0313 0,0257 0,0209 0,017 0,0138 (1), I 0,0226 0,0236 0,0207 0,0171 0,0138	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.04 \\ 0.045 \\ 0.043 \\ 0.037 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ \end{bmatrix} $ $ \xi = \begin{bmatrix} 1] \\ 0.023 \\ 0.024 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ \end{bmatrix} $	$\begin{array}{c c} \Delta \\ -0,0012 \\ 0,0003 \\ -0,0002 \\ 0,0004 \\ 0,0003 \\ -0,0001 \\ 0 \\ -0,0002 \\ \hline \Delta \\ -0,0004 \\ -0,0004 \\ -0,0003 \\ 0,0001 \\ -0,0002 \\ \end{array}$	-3,0 0,67 -0,5 1,1 0,96 -1,1 -0,5 0 -1,4 δ, % -1,7 -1,6 -1,4 0,6 -1,4	0,0335 0,0386 0,0359 0,0311 0,0258 0,0211 0,0171 0,0138 0,0112 (1), I 0,0207 0,0209 0,0180 0,0148 0,0119	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.034 \\ 0.039 \\ 0.036 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ 0.011 \\ \xi = 0 \\ 0.02 \\ 0.02 \\ 0.02 \\ 0.018 \\ 0.015 \\ 0.012 \\ \end{bmatrix} $	Δ -0,0005 -0,0004 -0,0001 -0,0001 -0,0001 -0,0002 0,0001 -0,0002 0,0002 0,0016 Δ 0,0007 0,0009 0 -0,0004 -0,0004	-1,5 -1 -0,2 0,32 -0,8 0,5 0,6 -1,4 1,8  8, %  3,5 4,5 0 -1,33 -0,83	
300 600 800 1000 1200 1400 1600 1800 2000 $t_{\Gamma}, ^{\circ}C$ 300 600 800 1000 1200 1400	0,0447 0,0525 0,0498 0,0436 0,0366 0,0301 0,0245 0,0199 0,0162 (1), I 0,0268 0,0295 0,0266 0,0225 0,0184 0,0148	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0,046 \\ 0,052 \\ 0,05 \\ 0,044 \\ 0,037 \\ 0,03 \\ 0,025 \\ 0,02 \\ 0,016 \end{bmatrix} $ $ \xi = \begin{bmatrix} 1] \\ 0,027 \\ 0,03 \\ 0,027 \\ 0,023 \\ 0,018 \\ 0,015 \end{bmatrix} $	$\begin{array}{c c} \Delta \\ -0,0013 \\ 0,0005 \\ -0,0002 \\ -0,0004 \\ -0,0001 \\ -0,0005 \\ -0,0001 \\ 0,0002 \\ \hline \\ \hline \\ 0,0002 \\ \hline \\ 0,0002 \\ \hline \\ -0,0002 \\ -0,0005 \\ -0,0004 \\ -0,0005 \\ 0,0004 \\ -0,0002 \\ \hline \end{array}$	-2,8 0,96 -0,4 -0,9 -1 0,3 -2 -0,5 1,25 δ, % -0,7 -1,7 -1,5 -2,1 2,2 -1,3	0,0388 0,0453 0,0428 0,0374 0,0313 0,0257 0,0209 0,017 0,0138 (1), I 0,0226 0,0236 0,0207 0,0171 0,0138 0,0111	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.04 \\ 0.045 \\ 0.043 \\ 0.037 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ \xi =  \\ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.023 \\ 0.024 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ 0.011 \\ \end{bmatrix} $	Δ -0,0012 0,0003 -0,0002 0,0004 0,0003 -0,0001 0 -0,0002  Δ -0,0004 -0,0004 -0,0003 0,0001 -0,0002 0,0001	-3,0 0,67 -0,5 1,1 0,96 -1,1 -0,5 0 -1,4 δ, % -1,7 -1,6 -1,4 0,6 -1,4 0,9	0,0335 0,0386 0,0359 0,0311 0,0258 0,0211 0,0171 0,0138 0,0112 (1), I 0,0207 0,0209 0,0180 0,0148 0,0119 0,0094	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.034 \\ 0.039 \\ 0.036 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ 0.011 \end{bmatrix} $ $ \xi = 0 $ $ \begin{bmatrix} 1] \\ 0.02 \\ 0.02 \\ 0.02 \\ 0.018 \\ 0.015 \\ 0.012 \\ 0.0091 \end{bmatrix} $	Δ -0,0005 -0,0004 -0,0001 -0,0001 -0,0001 -0,0002 0,0002 0,0002 0,0016 Δ 0,0007 0,0009 0 -0,0004 -0,0004 0,0003	-1,5 -1 -0,2 0,32 -0,8 0,5 0,6 -1,4 1,8  δ, %  3,5 4,5 0 -1,33 -0,83 3,29	
300 600 800 1000 1200 1400 1600 1800 2000 t <sub>r</sub> , °C 300 600 800 1000 1200 1400 1600	0,0447 0,0525 0,0498 0,0436 0,0366 0,0301 0,0245 0,0199 0,0162 (1), I 0,0268 0,0295 0,0266 0,0225 0,0184 0,0119	$[1]$ $0,046$ $0,052$ $0,05$ $0,044$ $0,037$ $0,03$ $0,025$ $0,01$ $\xi =$ $[1]$ $0,027$ $0,03$ $0,027$ $0,03$ $0,027$ $0,03$ $0,015$ $0,015$ $0,012$	Δ -0,0013 0,0005 -0,0002 -0,0004 -0,0001 -0,0005 -0,0001 0,0002  0,003 Δ -0,0002 -0,0005 -0,0004 -0,0005 0,0004 -0,0005 -0,0001	-2,8 0,96 -0,4 -0,9 -1 0,3 -2 -0,5 1,25 δ, % -0,7 -1,7 -1,5 -2,1 2,2 -1,3 -0,8	0,0388 0,0453 0,0428 0,0374 0,0313 0,0257 0,0209 0,017 0,0138 (1), I 0,0226 0,0236 0,0207 0,0171 0,0138 0,0111 0,0089	$ \begin{bmatrix} 11 \\ 0.04 \\ 0.045 \\ 0.043 \\ 0.037 \\ 0.031 \\ 0.026 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ \end{bmatrix} $ $ \xi = \begin{bmatrix} 11 \\ 0.023 \\ 0.024 \\ 0.021 \\ 0.017 \\ 0.014 \\ 0.011 \\ 0.009 \\ \end{bmatrix} $	Δ -0,0012 0,0003 -0,0002 0,0004 0,0003 -0,0001 0 -0,0002  Δ -0,0004 -0,0004 -0,0004 -0,0003 0,0001 -0,0002 0,0001 -0,0001	-3,0 0,67 -0,5 1,1 0,96 -1,1 -0,5 0 -1,4 δ, % -1,7 -1,6 -1,4 0,6 -1,4 0,9 -1,1	0,0335 0,0386 0,0359 0,0311 0,0258 0,0211 0,0171 0,0138 0,0112 (1), I 0,0207 0,0209 0,0180 0,0148 0,0119 0,0094 0,0075	$ \begin{bmatrix} 1] \\ 0,034 \\ 0,039 \\ 0,036 \\ 0,031 \\ 0,026 \\ 0,021 \\ 0,017 \\ 0,014 \\ 0,011 \end{bmatrix}  $ $ \xi = 0 $ $ \begin{bmatrix} 1] \\ 0,02 \\ 0,02 \\ 0,018 \\ 0,015 \\ 0,012 \\ 0,0091 \\ 0,0072 \end{bmatrix} $	Δ -0,0005 -0,0004 -0,0001 -0,0001 -0,0001 -0,0002 0,0002 0,0002 0,0016 Δ 0,0007 0,0009 0 -0,0004 -0,0004 0,0003 0,0003	-1,5 -1 -0,2 0,32 -0,8 0,5 0,6 -1,4 1,8  δ, %  3,5 4,5 0 -1,33 -0,83 3,29 4,16	

				Услов	вная степен	нь чернотн	ы излучени	ия водяног	о пара			
$t_{\Gamma}$ , °C		ζ =	0,45			ζ =	0,3			ζ =	0,2	
	(2), III	[1]	Δ	δ, %	(2), III	[1]	Δ	δ, %	(2), III	[1]	Δ	δ, %
400	0,3477	0,302	0,0457	15,1	0,2683	0,265	0,0033	1,25	0,2456	0,24	0,0056	2,34
600	0,3044	0,295	0,0094	3,20	0,2350	0,24	-0,005	-2,04	0,2105	0,206	0,0045	2,19
800	0,2666	0,26	0,0066	2,54	0,2059	0,21	-0,0041	-1,91	0,1804	0,18	0,0004	0,23
1000	0,2334	0,23	0,0034	1,50	0,1804	0,18	0,0004	0,25	0,1546	0,156	-0,0014	-0,88
1200	0,2044	0,2	0,0044	2,21	0,1581	0,16	-0,0019	-1,17	0,1325	0,135	-0,0025	-1,84
1400	0,1790	0,18	-0,001	-0,06	0,1385	0,14	-0,0015	-1,04	0,1136	0,112	0,0016	1,41
1600	0,1567	0,155	0,0017	1,12	0,1213	0,125	-0,0037	-2,90	0,0973	0,098	-0,0007	-0,67
1800	0,1372	0,14	-0,0028	-2,00	0,1063	0,11	-0,0037	-3,32	0,0834	0,085	-0,0016	-1,85
2000	0,1201	0,12	0,0001	0,08	0,0931	0,094	-0,0009	-0,88	0,0715	0,07	0,0015	2,15
$t_{\Gamma}$ , °C		ζ =	0,14			ζ =	0,1	Т		ζ =	0,08	
-17	(2), III [1] Δ δ, %				(2), III	[1]	Δ	δ, %	(2), III	[1]	Δ	δ, %
400	0,2143	0,2	0,0143	7,14	0,1770	0,175	0,0020	1,15	0,1530	0,15	0,0030	2,03
600	0,1807	0,176	0,0047	2,69	0,1482	0,15	-0,0018	-1,21	0,1280	0,124	0,0040	3,25
800	0,1524	0,15	0,0024	1,63	0,1241	0,125	-0,0009	-0,76	0,1071	0,104	0,0031	2,98
1000	0,1286	0,127	0,0016	1,24	0,1038	0,102	0,0018	1,81	0,0896	0,087	0,0026	2,99
1200	0,1085	0,107	0,0015	1,36	0,0869	0,086	0,0009	1,08	0,0750	0,072	0,0030	4,11
1400	0,0915	0,092	-0,0005	-0,57	0,0728	0,071	0,0018	2,50	0,0627	0,0604	0,0023	3,82
1600	0,0772	0,077	0,0002	0,20	0,0609	0,06	0,0009	1,53	0,0525	0,05	0,0025	4,92
1800	0,0651	0,066	-0,0009	-1,40	0,0510	0,0504	0,0006	1,19	0,0439	0,042	0,0019	4,49
2000	0,0549	0,056	-0,0011	-1,98	0,0427	0,044	-0,0013	-2,97	0,0367	0,035	0,0017	4,89
t <sub>r</sub> , °C		ζ =	0,08			ζ =	0,06			ζ =	0,045	
ι <sub>Γ</sub> , υ	(2), II	[1]	Δ	δ, %	(2), II	[1]	Δ	δ, %	(2), II	[1]	Δ	δ, %
300	0,1593	0,16	-0,0007	-0,44	0,1504	0,145	0,0054	3,70	0,1298	0,13	-0,0002	-0,14
400	0,1457	0,15	-0,0043	-2,87	0,1363	0,132	0,0043	3,26	0,1139	0,116	0,0009	0,78
600	0,1219	0,124	-0,0021	-1,69	0,1120	0,11	0,0020	1,85	0,0948	0,09	0,0048	5,33
800	0,1019	0,104	-0,0021	-2,02	0,0921	0,089	0,0031	3,47	0,0769	0,073	0,0039	5,38
1000	0,0853	0,087	-0,0017	-1,95	0,0757	0,072	0,0037	5,13	0,0624	0,06	0,0024	4,01
1200	0,0713	0,072	-0,0007	-0,97	0,0622	0,06	0,0022	3,67	0,0506	0,05	0,0006	1,24
1400	0,0597	0,0604	-0,0007 $-0,0001$	-1,16	0,0511 0,0420	0,05	0,0011	2,25	0,0411	0,04	0,0011	2,75
1600 1800	0,0499 0,0417	0,05 0,042	-0,0001 -0,0003	-0,20 -0,71	0,0420	0,0405 0,034	0,0015 0,0005	3,75 1,58	0,0333 0,0270	0,034 0,027	-0,0006 0	-2,06 <b>0</b>
2000	0,0417	0,042	-0,0003	-0,28	0,0343	0,034	0,0003	1,38	0,0219	0,027	-0,0001	<b>-0,45</b>
		ζ =	0,03			ζ =	0,02			ζ =	0,015	
$t_{\Gamma}$ , °C	(2), II	[1]	Δ	δ, %	(2), II	[1]	Δ	δ, %	(2), II	[1]	Δ	δ, %
300	0,0975	0,094	0,0035	3,75	0,0708	0,071	-0,0002	-0,35	0,0563	0,057	-0,0007	-1,27
400	0,0872	0,085	0,0022	2,59	0,0630	0,064	-0,001	-1,56	0,0500	0,052	-0,002	-3,85
600	0,0698	0,069	0,008	1,16	0,0500	0,05	0	0	0,0395	0,04	-0,0005	-1,18
800	0,0559	0,055	0,0009	1,70	0,0397	0,04	-0,0003	-0,75	0,0313	0,032	-0,0007	-2,19
1000	0,0447	0,043	0,0017	3,95	0,0315	0,032	-0,0005	-1,54	0,0247	0,025	-0,0003	-1,20
1200	0,0358	0,035	0,0008	2,29	0,0250	0,025	0	0	0,0195	0,0194	0,0001	0,52
1400	0,0287	0,029	-0,0003	-1,01	0,0198	0,0198	0	0	0,0154	0,0154	0	0
1600	0,023	0,023	0	0	0,0158	0,016	-0,0002	-1,25	0,0121	0,012	0,0001	0,83
1800	0,0184	0,018	0,0004	2,22	0,0125	0,0124	0,0001	0,81	0,0096	0,0091	0,0005	5,49
2000	0,0147	0,015	-0,0003	-1,79	0,0099	0,0099	0	0	0,0076	0,0072	0,0004	5,55

				Услол	вная степе	нь чернот	ы излучен	ия водяно	го пара			
$t_{\Gamma}$ , °C		ζ =	0,01			ζ =	0,008		$\zeta = 0,005$			
	(2), I	[1]	Δ	δ, %	(2), I	[1]	Δ	δ, %	(2), I	[1]	Δ	δ, %
200	0,0519	0,0505	0,0014	2,77	0,0465	0,046	0,0005	1,01	0,0329	0,033	-0,0001	-0,30
400	0,0397	0,04	-0,0003	-0,67	0,0349	0,035	-0,0001	-0,29	0,0240	0,024	0	0
600	0,0304	0,0305	-0,0001	-0,33	0,0261	0,026	0,0001	0,38	0,0175	0,0175	0	0
800	0,0232	0,023	0,0002	0,96	0,0196	0,0195	0,0001	0,51	0,0127	0,0126	0,0001	0,79
1000	0,0177	0,018	-0,0003	-1,37	0,0147	0,015	-0,0003	-2,0	0,0093	0,0094	-0,0001	-1,06
1200	0,0135	0,0135	0	0	0,0110	0,011	0	0	0,0068	0,0069	-0,0001	-1,45
1400	0,0104	0,0105	-0,0001	-0,95	0,0082	0,0081	0,0001	1,23	0,0049	0,005	-0,0001	-2,0
1600	0,0079	0,008	-0,0001	-1,25	0,0062	0,0061	0,0001	1,64	0,0036	0,0037	-0,0001	-2,70
1800	0,0061	0,006	0,0001	1,66	0,0047	0,0046	0,0001	2,17	0,0026	_		
4 °C		ζ =	0,003			ζ =	0,002			ζ =	0,001	
$t_{\Gamma}$ , °C	(2), I	[1]	Δ	δ, %	(2), I	[1]	Δ	δ, %	(2), I	[1]	Δ	δ, %
200	0,0211	0,021	0,0001	0,48	0,0148	0,015	-0,0002	-1,33	0,0085	0,0085	0	0
400	0,0151	0,0155	-0,0004	-2,58	0,0105	0,011	-0,0005	-4,54	0,006	0,006	0	0
600	0,0108	0,011	-0,0002	-1,82	0,0075	0,0077	-0,0002	-2,60	0,0042	0,0042	0	0
800	0,0077	0,0079	-0,0002	-2,53	0,0053	0,0053	0	0	0,0029	0,0029	0	0
1000	0,0055	0,0056	-0,0001	-1,79	0,0037	0,0038	-0,0001	-2,63	0,0021	_		
1200	0,004	0,004	0	0	0,0026	0,0026	0	0	0,0014	_		
1400	0,0028	0,0028	0	0	0,0019	_			0,0010	_		
1600	0,0020	_			0,0013	_			0,0007	_		
1800	0,0014	_			0,0009	_			0,0005	_		

где  $\alpha_{\rm Л}$  — коэффициент теплоотдачи излучением,  ${\rm BT/(M^2\cdot K)};\ \tilde{N}=\sigma\cdot 10^8=5,67\ {\rm BT/(M^2\cdot K^4)}$  — коэффициент лучеиспускания;  $\sigma=5,67\cdot 10^{-8}$  — постоянная излучения,  ${\rm BT/(M^2\cdot K^4)};\ T_{\rm \Gamma}$  и  $T_w$  — абсолютные температуры соответственно излучаемого газа и стенки теплообменника (рекуператора),  ${\rm K}$ .

При графоаналитических расчетах температуру стенки или задают, или определяют по номограмме, что не совсем удобно. Для металлических теплообменников коэффициент  $\alpha_{\rm л}$  можно найти следующим образом.

Через единицу поверхности теплообменника, одна сторона которого имеет температуру  $t_{\Gamma}$  дымовых газов, другая — температуру  $t_{B}$  нагреваемого воздуха (°C), будет передаваться тепловой поток (Вт/м²):  $q = K(t_{\Gamma} - t_{B})$ , где K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · °C).

То же самое получим, используя коэффициенты теплоотдачи обеих сторон теплообменной поверхности:

$$q = \alpha_{\Gamma}(t_{\Gamma} - t'_{W}), \tag{5}$$

$$q = \alpha_{\rm B}(t_{\rm w}^{"} - t_{\rm B}), \tag{6}$$

где  $t'_w$  и  $t''_w$  — температуры стенки теплообменника соответственно со стороны дымовых газов и на-

греваемого пара, °С;  $\alpha_{\Gamma}$  и  $\alpha_{B}$  — коэффициенты теплоотдачи соответственно на газовой и воздушной сторонах рекуператора,  $\text{Вт/(M}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ .

Так как температура стенки металлического теплообменника снижается всего лишь на несколько градусов, то тепловым сопротивлением стенки можно пренебречь и считать, что  $t_w' = t_w'' = t_w$ . Тогда, приравняв правые части уравнений (5) и (6), получим:

$$t_{w} = \frac{\alpha_{\Gamma} t_{\Gamma} + \alpha_{B} t_{B}}{\alpha_{\Gamma} + \alpha_{B}}.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением рассчитаем по более простой зависимости температуры стенки от температур дымовых газов и воздуха:

$$t_{\rm w} = \frac{t_{\rm \Gamma} - t_{\rm B}}{\ln(t_{\rm \Gamma}/t_{\rm B})}.$$
 (7)

С учетом выражения (7) после некоторых преобразований окончательно получим:

$$\alpha_{\rm JI} = 10^{-8} \varepsilon_{\rm \Gamma} C \left( T_{\rm \Gamma} + \frac{t_{\rm \Gamma} - t_{\rm B}}{\ln(t_{\rm \Gamma}/t_{\rm B})} + 273 \right) \times \left[ T_{\rm \Gamma}^2 + \left( \frac{t_{\rm \Gamma} - t_{\rm B}}{\ln(t_{\rm \Gamma}/t_{\rm B})} + 273 \right)^2 \right]. \tag{8}$$

Пример 1. Воспользуемся примером, приведенным в работе [2]. Рассчитаем коэффициент теплоотдачи излучением в рекуператоре-термоблоке при средних температурах воздуха 118 °С и дымовых газов 893 °С, в которых содержится 10 %  $_{\rm H_2O}$  и 12 %  $_{\rm CO_2}$ . Для паров  $_{\rm H_2O}$   $_{\rm S_{3\Phi}}$  = 0,00405 ат · м, для углекислого газа  $_{\rm CO_2}$   $_{\rm S_{3\Phi}}$  = 0,00486 ат · м. В работе [2] графоаналитическим расчетом получено:  $_{\rm CO_2}$  = 0,032;  $_{\rm H_2O}$  = 0,009;  $_{\rm H_2O}$  = 1,08;  $_{\rm H_2O}$  = 0,0097;  $_{\rm H_2O}$  = 7,4 ккал/( $_{\rm M_2}$  · ч · °C).

Расчеты проводим по полученным уравнениям. По табл. 1 выберем коэффициенты, относящиеся к диапазону  $0,0016 \div 0,01$  изменения  $p_{\text{CO}_2} S_{\ni \varphi}$ ; подставим их в уравнение (1), получим:

$$\begin{split} \varepsilon_{\text{CO}_2} &= \frac{[0,01(0,088+0,00486^{0,39})\times}{117+\{4\cdot10^{-3}[0,3348\cdot0,00486^{-0,17}+} \to \\ &\to \frac{\times(800+893)]^{2,015+12,5\cdot0,00486}}{+2,05\cdot0,00486^{0,5}-0,1375](400+893)\}^{3,64}} - \\ &- 5\cdot10^{-3}(3,6+1,8\cdot0,00486-\\ &- 0,00486^{-0,18}) = 0,033. \end{split}$$

Погрешность вычисления составляет 100(0,033 - 0,032)/0,032 = 3%.

Аналогично по уравнению (2) получим:

$$\epsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = \exp\{0,04606[(0,79 - 20,7 \cdot 0,00405) \times (529 \cdot 0,00405^{0,28} - 61 - 0,05 \cdot 893) - 107,75]\} = 0,0089.$$

Погрешность вычисления составляет 0,9 %. Расчетом по уравнению (4) получим:

$$\beta = 1 + \ln \frac{1.41}{0.00405^{0.0587}} \, 0.1^{\ln \frac{2.24}{0.00405^{0.02}}} = 1.082.$$

Погрешность вычисления составляет 0,2 %. Далее определим:

 $\epsilon_{\rm H_2O} = 0{,}0089 \cdot 1{,}082 = 0{,}0096$ . Погрешность вычисления составляет 1 %.

 $\varepsilon_{\Gamma} = 0.033 + 0.0096 = 0.0426$ . Погрешность вычисления составляет 2 %.

Найдем коэффициент теплоотдачи излучением по формуле (8):  $\alpha_{\pi} = 7.9 \text{ BT/(M}^2 \cdot \text{K}) = 6.8 \text{ ккал/(M}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C})$ . Погрешность вычисления составляет -8 %.

Пример 2. Воспользуемся другим примером из работы [2]. Определим коэффициент теплоотдачи цилиндрического радиационного рекупера-

тора с температурой выходящего воздуха 600 °C и температурой входящих в рекуператор дымовых газов 1050 °C. В дымовых газах содержится 19 %  ${\rm CO_2}$  и 1 %  ${\rm H_2O}$ , причем для углекислого газа и паров имеем соответственно  $p_{{\rm CO_2}}S_{\rm 9\varphi}=0.19$  ат · м и  $p_{{\rm H_2O}}S_{\rm 9\varphi}=0.01$  ат · м. В работе получены следующие значения:  $\varepsilon_{{\rm CO_2}}=0.12;\ \varepsilon_{{\rm H_2O}}'=0.017;\ \beta=1;$   $\alpha_{\Gamma}=45.9$  ккал/(м²·ч·°C).

Рассчитаем необходимые данные. По табл. 1 выберем коэффициенты, относящиеся к диапазону  $0.01 \div 0.2$  изменения  $p_{\mathrm{CO}_2} S_{\mathrm{9}\mathrm{ф}}$ , подставим их в уравнение (1) и получим:

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = \frac{4 \cdot 10^{-5} \{ [2,04(0,088 + 0,19^{0,205}) - 0,19] \times}{117 + \{4 \cdot 10^{-3} [0,715 \cdot 0,19^{-0,06} + 0,03 \cdot 0,19] \times} \rightarrow \frac{\times (800 + 1050)\}^{1,69}}{\times (100 + 1050)\}^{3,64}} + 2 \cdot 10^{-3} (1 + 38 \cdot 0,19) = 0.123.$$

Погрешность вычисления составляет 2,5 %.

Если в уравнение (2) подставить коэффициенты из диапазона  $0.01 \div 0.08$  изменения  $p_{\rm H_2O} S_{\rm 9ф}$ , то получим  $\epsilon'_{\rm H_2O} = 0.0168$ . Погрешность вычисления составляет 1 %.

Расчетом по уравнению (4) получим  $\beta = 1,009$  [для сравнения по формуле (3)  $\beta = 1,012$ ]. Погрешность вычисления составляет 0,9 %.

Далее определим:

 $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0.0168 \cdot 1.009 = 0.0169$ . Погрешность вычисления составляет 0.3 %.

 $\varepsilon_{\Gamma} = 0.123 + 0.0169 = 0.1399$ . Погрешность вычисления составляет 2 %.

Найдем коэффициент теплоотдачи излучением по формуле (8):  $\alpha_{\pi} = 55,4$  BT/( $M^2 \cdot K$ ) = = 47,6 ккал/( $M^2 \cdot \Psi \cdot {}^{\circ}C$ ). Погрешность вычисления составляет 3,7 %.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Михеев М. А.** Основы теплопередачи. М.: Госэнергоиздат, 1949. 396 с.
- 2. **Тебеньков Б. П.** Рекуператоры для промышленных печей. М.: Металлургиздат, 1958. 404 с.
- 3. **Новицкий П. В.** Об особых свойствах 95 %-й квантили большого класса распределений и предпочтительных значениях доверительной вероятности при указании погрешностей приборов и измерений // Метрология. 1979. № 2. С. 18—24.

С. А. МЕТИЛЬКОВ, С. Б. БЕРЕЖНОЙ, доктора технических наук (Кубанский ГТУ, г. Краснодар), e-mail: snetilkov@mail.ru

## Определение периодичности смазывания шарниров приводных роликовых цепей открытых передач

Разработана математическая модель для определения периода смазывания шарниров открытой цепной передачи с учетом нагрузочных и скоростных режимов работы и концентрации пыли в окружающей среде.

**Ключевые слова:** открытая цепная передача, период смазывания, нагрузочный и скоростной режимы, пыль, концентрация.

The mathematical model for definition of lubricating period of open chain drive hinges regarding load and speed operating modes and dust concentration in environment is developed.

**Keywords:** open chain drive, lubricating period, load and speed modes, dust, concentration.

При расчете и эксплуатации открытых цепных передач, применение которых превышает 80 % от всех цепных передач [1, 2], в первую очередь учитывается наличие в них смазочного материала. В открытых передачах приводная роликовая цепь смазывается периодически согласно рекомендациям работы [3] без учета нагрузочных и скоростных режимов ее работы и условий эксплуатации (запыленности окружающей среды). Так, для цепей с шагом 19,05÷38,10 мм рекомендуется ручное смазывание шарниров жидким смазочным материалом с периодичностью 8÷16 ч, для цепей с шагом 38,1÷50,8 мм — внутришарнирное смазывание через каждые 60÷80 ч работы передачи консистентным смазочным материалом.

При эксплуатации открытых цепных передач вследствие соударений шарниров цепи и зубьев звездочек часть смазочного материала из зон контакта в шарнире вытесняется в свободные полости между валиком и втулкой, часть — через торцевые зазоры шарнира. Если в закрытой передаче масляный слой в шарнире возобновляется благодаря непрерывному смазыванию цепи, то в открытых передачах потери масла через торцевые зазоры шарнира не возобновляются. После определенного периода эксплуатации открытой передачи масляная пленка в шарнире теряет смазочные свойства. При этом граничное трение скольжения переходит в сухое трение, повышается коэффициент трения и увеличивается потеря энергии, переходящей в основном в теплоту. Сухое трение способствует накоплению усталостных повреждений в деталях цепи и их соединениях, что приводит к их разрушению вплоть до исчерпания расчетного ресурса открытой передачи по критерию износостойкости.

При исчерпании смазочного материала в шарнирах приводную цепь открытой передачи необходимо смазать для обеспечения нормальной эксплуатации. Очередное смазывание цепи целесообразно проводить одновременно с техническим обслуживанием (ТО) машины. Наиболее рационально — жидкостное внутришарнирное смазывание (аналогичное консистентному). При этом снижается расход жидкого смазочного материала и улучшается его проникновение в шарниры.

При проектном расчете открытой цепной передачи период  $\tau_{TO}$  между смазываниями приводной роликовой цепи назначают равным или меньшим математического ожидания (MO) периода  $\bar{\tau}$  эффективного действия смазочного материала в шарнирах, т. е. должно обеспечиваться условие

$$\tau_{TO} \leqslant \bar{\tau}$$
. (1)

Ввиду отсутствия в настоящее время методики аналитического определения эффективного периода смазывания шарниров приводной роликовой цепи открытых передач и была разработана предлагаемая авторами математическая модель.

Период (1) смазывания шарниров цепи зависит в основном от нагрузочных и скоростных режимов работы открытой передачи, а также от концентрации пыли в окружающей среде. На основании исследований, проведенных авторами в лаборатории кафедры технической механики КубГТУ, разработана [2, 4] математическая модель эффективного смазывания шарниров приводной роликовой цепи открытых передач:

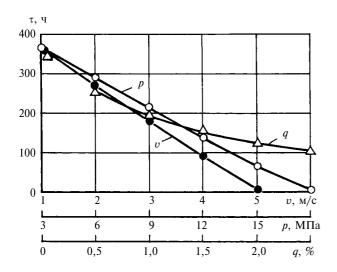
$$\bar{\tau} = (0.2 + 0.8^{4\bar{q}+1})(545 - 5.8 \cdot 10^4 \bar{v}_{cK} - 31\bar{p} + 3.3 \cdot 10^3 \bar{v}_{cK}\bar{p}) \ge 0,$$
 (2)

где 
$$\bar{v}_{\text{ск}} = \frac{\pi d_{\text{вл}} \bar{v}}{W_{tk} t} \sum_{i=1}^{m} \left( \frac{1}{z_{j}} + \frac{1}{z_{j+1}} \right)$$
 — МО скорости

скольжения валика и втулки в шарнире цепи;  $d_{\rm BJ}$ , t,  $W_{tk}$  — диаметр валика цепи, шаг цепи и число звеньев в контуре цепной передачи; j, m — порядковый номер звездочки и их число в передаче;  $z_j$ ,  $z_{j+1}$  — числа зубьев в j-й и j+1-й звез-

дочках; 
$$z_{m+1}=z_1; \; \bar{p}=\sum\limits_{i=1}^{m}\bar{p}_i\,W_{ti}/W_{tk}$$
 — МО дав-

ления в шарнире за один оборот цепного контура;



$$\bar{p}_i = \frac{1000}{A_{\text{OII}}} \left( \bar{P}_1 - \sum_{j=2}^i \bar{P}_j \right)$$
 — МО давления в шарнире

i-й ветви цепного контура;  $W_{ti}$  — число звеньев в i-й ветви цепного контура;  $\overline{P}_1$ ,  $\overline{P}_j$  — МО мощности на 1-м и j-м валах цепной передачи;  $A_{\rm on}$  — опорная площадь шарнира;  $\overline{v}=z_1t\overline{n}_1/(60\cdot 1000)$  — МО скорости движения цепи;  $\overline{n}_1$  — МО частоты вращения 1-й (ведущей) звездочки (вала) цепной передачи;  $\overline{q}$  — МО концентрации пыли в окружающей среде.

Если при расчете по формуле (2) период смазывания шарниров цепи окажется близким к нулю, то эксплуатация передачи будет нецелесообразной и следует перейти на закрытую передачу с постоянным смазыванием приводной роликовой цепи.

Рассмотрим влияние скоростных и нагрузочных режимов работы передачи, а также запыленности воздуха на период смазывания шарниров цепи на примере цепной передачи с двумя звездочками: число зубьев  $z_1 = z_2 = 19$ ; цепь — ПР-19,05-31,8 (ГОСТ 13568—97); число звеньев в контуре передачи  $W_{tk} = 110$ ; исходная частота вращения звездочек  $n_1 = n_2 = 166$  мин $^{-1}$ ; передаваемая мощность P = 0.6 кВт.

На рисунке даны зависимости МО периода  $\tau$  смазывания шарниров цепи от скорости v, давления p и концентрации q пыли в воздухе. Видно, что наибольшее влияние на период смазывания шарниров оказывает скорость цепи (скорость скольжения в шарнире), при увеличении которой в 5 раз (с 1 до 5 м/с) период смазывания уменьшается до значений, близких  $\kappa$  нулю. Период смазывания также уменьшается до значений, близких  $\kappa$  нулю, при повышении давления в шарнире в 6 раз (с 3 до 18 МПа). В меньшей степени на период смазывания шарниров влияет концентрация пыли в окру-

жающей среде, при ее повышении в 6 раз период смазывания уменьшается только до 105 ч.

Математическое ожидание (2) периода смазывания соответствует 50 %-й вероятности периода, т. е. гарантированно будет смазываться половина шарниров в цепном контуре передачи, остальные шарниры будут работать без смазывания. Поэтому для ответственных передач следует определять или гарантированный период ( $\tau_{\Gamma}$ ) смазывания, или его  $\gamma$ -процентный ресурс ( $\tau_{\gamma}$ ):

$$\tau_{\Gamma} = \bar{\tau} - 3s(\tau); \quad \tau_{\gamma} = \bar{\tau} - us(\tau), \tag{3}$$

где u — квантиль нормального распределения [5], который выбирают в зависимости от требуемой вероятности периода смазывания шарниров;

$$s(\tau) = \sqrt{s^2(\tau_{vp})s^2(K_q) + \bar{\tau}_{vp}^2 s^2(K_q) + \bar{K}_q^2 s^2(\tau_{vp})}$$
 — среднее квадратическое отклонение (СКО) периода смазывания;  $s(\tau_{vp}) = \sqrt{58~000^2 s^2(v_{cK}) + 31^2 s^2(p)} +$ 

 $ightarrow \overline{+3300^2 s^2}(v_{\rm CK}p)$  — СКО периода смазывания цепи, обусловленное нагрузочным  $\bar{p}$  и скоростным  $\bar{v}_{\rm CK}$  режимами работы открытой передачи;  $s(v_{\rm CK}), s(p)$  — СКО скорости скольжения и давления в шарнире цепи;  $s(v_{\rm CK}p) = \sqrt{s^2(v_{\rm CK})s(p) + \bar{v}_{\rm CK}^2 s^2(p) + \bar{p}^2 s^2(v_{\rm CK})}$  — СКО произведения скорости скольжения и давления в шарнире цепи;  $\bar{K}_q = 0.2 + 0.8^{4\bar{q}+1}$  — МО коэффициента влияния концентрации пыли на пе-

риод смазывания;  $s(K_q) = 0.8^{16s^2(q)}$  — СКО коэффициента влияния концентрации пыли на период смазывания шарниров; s(q) — СКО концентрации пыли в окружающей среде.

Случайные величины скорости скольжения и давления в шарнирах цепи, а также концентрации пыли в воздухе определяли по правилу "трех сигм" [5]:

$$s(v_{\text{CK}}) = (v_{\text{CK max}} - \bar{v}_{\text{CK}})/3; \quad s(p) = (p_{\text{max}} - \bar{p})/3;$$
  
$$s(q) = (q_{\text{max}} - \bar{q})/3.$$

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет расчетным путем определить период смазывания шарниров цепи с учетом скоростных и нагрузочных режимов работы и условий эксплуатации (запыленности окружающей среды) открытых передач. На стадии проектирования открытой цепной передачи рационально назначать периодичность смазывания приводной роликовой цепи с учетом технического обслуживания машины иходя из условия периода смазывания ее шарниров.

А. Ю. КАРПАЧЕВ, канд. физ.-мат. наук, С. М. НИКОЛАЕВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: a-karpachev@mail.ru

#### Исследование динамических характеристик дисковой пилы с радиальными компенсаторами

Экспериментально установлены собственные частоты колебаний дисковой пилы, определяющие критическую частоту ее вращения. Опытные данные сопоставлены с теоретическими расчетами.

**Ключевые слова:** дисковая пила, радиальные компенсаторы, свободные колебания, динамические характеристики.

The eigen frequencies of circular saw vibrations, which define critical rotational frequency, are determined experimentally. The experimental data is confronted with theoretical calculations.

**Keywords:** circular saw, radial compensators, free vibrations, dynamic characteristics.

Производительность распиловки (скорость резания) тонкой дисковой пилой пропорциональна частоте ее вращения [1]. Радиальные прорези, выполненные по периферии дисковой пилы, повышают динамическую устойчивость плоской формы при неравномерном нагревании в процессе эксплуатации. Их принято называть температурными компенсаторами.

На основании исследований аксиальных колебаний диска, проведенных Кэмпбеллом [2], было определено критическое число оборотов диска в секунду:  $N_{\rm kp} = \Omega/2\pi n$ , где n — число узловых диаметров при свободных колебаниях с частотой  $\Omega = \Omega_n$ .

Создание новой техники для изучения динамических характеристик реальных объектов является основой построения достоверных математических моделей. Для исследований выбрали невальцованную (без внутренних напряжений) дисковую пилу I диаметром D=250 мм, толщиной h=2,5 мм с диаметром фланца для крепления  $D_{\Phi}=70$  мм (рис. 1, см. обложку). Динамические характеристики — частоту и форму колебаний, исследовали на оборудовании, работа которого основана на эффекте Доплера. Измеряли фиксированные значения виброскоростей точек объекта при изменении частоты вынужденных колебаний. Результаты экс-

периментов в виде форм собственных колебаний с указанием частот и амплитудно-частотная характеристика представлены на рис. 2 (см. обложку).

Для теоретического исследования свободных колебаний дисков с радиальными прорезями использовали известный прием разделения системы на простые подсистемы. Как правило, это делают или устранением связей между ними (метод динамических податливостей), или введением дополнительных связей (метод динамических жесткостей). В решении задач о свободных колебаниях систем эти методы называют методами гармонических коэффициентов влияния [3]. В данном случае систему разделили на две подсистемы — пластина и набор криволинейных полос на ее контуре. Далее использовали систему дифференциальных уравнений свободных колебаний диска [4], записанную в векторно-матричной форме в виде одного уравнения

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\tilde{r}}\{Y\} = [\mathrm{B}]\{Y\},\tag{1}$$

где 
$$\{Y\} = (y_1, y_2, y_3, y_4)^T$$
;  $y_1 = \tilde{w}$ ;  $y_2 = \tilde{\vartheta}$ ;  $y_3 = \tilde{M}$ ;  $y_4 = \tilde{V}$ .

Матрица [B] (4×4) переменных коэффициентов, зависящих от частоты  $\widetilde{\Omega}$ , формы колебаний (числа n узловых диаметров) и коэффициента  $\mu$  Пуассона имеет вид:

$$b_{11} = 0; \quad b_{12} = 1; \quad b_{13} = 0; \quad b_{14} = 0;$$

$$b_{21} = \mu n^2 / \tilde{r}^2; \quad b_{22} = -\mu / \tilde{r}; \quad b_{23} = -1; \quad b_{24} = 0;$$

$$b_{31} = (3 + \mu)(1 - \mu)n^2 / \tilde{r}^2;$$

$$b_{32} = -(1 - \mu)(1 + \mu + 2n^2) / \tilde{r}^2;$$

$$b_{33} = -(1 - \mu) / \tilde{r}; \quad b_{34} = 1;$$

$$b_{41} = n^2 [(1 - \mu)(2 + n^2 + \mu n^2) / \tilde{r}^2] / \tilde{r}^2 - \tilde{\Omega}^2;$$

$$b_{42} = -n^2 (1 - \mu)(3 + \mu) / \tilde{r}^3;$$

$$b_{43} = \mu n^2 / \tilde{r}^2, \quad b_{44} = -1 / \tilde{r}.$$

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 35)

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Бережной С. Б.** Роликовые цепные передачи общемашиностроительного применения. Краснодар: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 244 с.
- 2. **Проектирование** открытых цепных передач: Монография / А. А. Петрик, С. А. Метильков, С. Б. Бережной, А. В. Пунтус; Под общ. ред. С. А. Метилькова. Краснодар: ТУ КубГТУ, 2002. 156 с.
- 3. **Готовцев А. А., Котенок И. П.** Проектирование цепных передач: Справочник. М.: Машиностроение, 1982. 336 с.
- 4. **Метильков С. А.** Прогнозирование нагрузочной способности цепных передач при периодическом смазывании // Вестник машиностроения. 2002. № 10. С. 9—12.
- 5. **Гмурман В. Е.** Теория вероятностей и математическая статистика. Учеб. пособ. для вузов. М.: Высшая школа, 2000. 479 с.

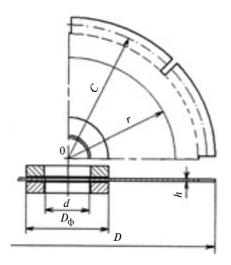


Рис. 3. Конструктивная схема пилы, защемленной фланцами

Безразмерные параметры в уравнении (1) — перемещения  $\tilde{w}$  точек диска, углы  $\tilde{\vartheta}$  поворота сечений, распределенный радиальный момент  $\tilde{M}$ , приведенную поперечную распределенную силу  $\tilde{V}$  и радиус  $\tilde{r}$  диска представим в размерном виде:

$$\widetilde{w} = \sqrt{\eta} \frac{w}{h}; \quad \widetilde{\vartheta} = \frac{c}{h} \sqrt{\eta} \vartheta; \quad \widetilde{M} = \frac{c^2 \eta^{3/2}}{E h^4} M;$$

$$\widetilde{V} = \frac{c^3 \eta^{3/2}}{Eh^4}; \quad \widetilde{\Omega}^2 = \frac{c^4 \eta \rho}{Eh^2} \Omega^2; \quad \widetilde{r} = r/c,$$

где E — модуль упругости;  $\rho$  — плотность материала; h — толщина диска;  $\eta = 12(1-\mu^2); \ c = D/2;$   $\tilde{b} = D_{\Phi}/D$ .

Для скользящего защемления фланцами дисковой пилы (рис. 3) граничные условия имеют вид:  $\tilde{w}=0$  и  $\tilde{\vartheta}=0$  при  $\tilde{r}=\tilde{b}$ ;  $\tilde{M}=0$  и  $\tilde{V}=0$  при r=1.

Влияние набора криволинейных полос учитывается действием на внешнем контуре дисковой пилы упругой силы [5] и распределенной силы инерции, обусловленной свободными колебаниями полос. Тогда зависимость между амплитудой силы и прогибом контура пилы примет вид:

$$\tilde{V} = -(\tilde{k}_w - \tilde{k}_\Omega \,\tilde{\Omega}^2) \,\tilde{w} \,, \tag{2}$$

где  $\tilde{k}_w$  — коэффициент жесткости полосы [6];  $\tilde{k}_\Omega$  — коэффициент, связывающий жесткость и массу полосы с жесткостью и массой диска (для удобства расчетов переменные приведены в безразмерном виде [4, 7]).

Выражение (2) — одно из граничных условий на внешнем контуре пилы. Коэффициенты определя-

ем по методу, рассмотренному в работе [7], считая, что длина криволинейных полос  $L=2\pi C/N$ , а ширина (длина) прорезей  $l=D-2C;\ l/h\geqslant 10$ .

Частоту свободных колебаний рассчитываем по уравнению (1) методом начальных параметров. Для выбранной формы колебаний с числом n узловых диаметров и частотой  $\tilde{\Omega}$ , заведомо меньшей собственной частоты, использовали систему линейных алгебраических уравнений, удовлетворяющих граничным условиям на внешнем контуре. Изменяя частоту, находили значение  $\tilde{\Omega}$ , при котором определитель  $\|d_{ij}\|=0$  (i,j=1,2), составленный из коэффициентов при принятых начальных параметрах [3], соответствует искомой частоте свободных колебаний.

Рассчитаем частоту собственных колебаний пилы при исходных данных:  $E=2\cdot 10^5$  МПа;  $\rho=7970$  кг/м<sup>3</sup>;  $\mu=0.3$ ;  $\tilde{b}=0.28$ .

Используя методы, рассмотренные в работах [5, 6], предварительно определим:  $n=2-\tilde{k}_w=14,49\tilde{l}$ ;  $\tilde{k}_\Omega=0,15\tilde{l}$ ;  $n=3-\tilde{k}_w=73,7\tilde{l}$ ;  $\tilde{k}_\Omega=0,757\tilde{l}$ , где  $\tilde{l}=l/c=0,14$  (c=D/2).

Результаты расчета:  $v_2 = 303,8~\Gamma \text{Ц},~v_3 = 456,9~\Gamma \text{Ц}$  достаточно хорошо совпадают с данными эксперимента, что говорит о возможном использовании предложенной модели для исследования динамических характеристик дисковых пил.

Полученные опытные данные позволят разработать новые модели дисковых пил и сократить время проектирования инструмента с заданными динамическими свойствами. Экспериментальное устройство можно рекомендовать для конструктивной доработки дисковых пил с целью оценки улучшения их эксплуатационных свойств.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. Стахиев Ю. М. Работоспособность плоских круглых пил. М.: Лесная промышленность, 1989. 384 с.
- 2. **Кэмпбелл В.** Аксиальная вибрация дисков паровых турбин и меры защиты от нее. М.: ОНТИ, 1937. 84 с.
- 3. **Бидерман В. Л.** Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.
- 4. **Карпачев А. Ю.** Собственные динамические характеристики вращающихся круглых пил при неравномерном нагреве // Вестник машиностроения. 2006. № 5.  $C_{32}=36$
- 5. **Карпачев А. Ю.** Устойчивость круглых пил с компенсаторами // Науч. тр. Вып. 353. М.: МГУЛ, 2011. С. 61-65.
- 6. **Карпачев А. Ю.** Свободные колебания тонкого диска с радиальными прорезями по периферии // Изв. вузов. Машиностроение. 2012. № 6. С. 3—6.
- 7. **Карпачев А. Ю.** Проблема собственных значений в прогрессивных технологиях проектирования режущих полотен // Наукоемкие технологии. 2001. № 3. Т. 2. С. 52—57.

Г. В. КУСТАРЕВ, канд. техн. наук, С. А. ПАВЛОВ, П. Е. ЖАРЦОВ (МАДИ — МАДГТУ), e-mail: zennikuu@gmail.com

### Моделирование процесса уплотнения материала через упругий элемент

Рассмотрены вопросы моделирования методом конечных элементов процесса уплотнения горячего асфальтобетона рабочим органом дорожного катка через упругий элемент.

**Ключевые слова:** асфальтобетон, уплотнение, метод Лагранжа—Эйлера, нормальные сжимающие напряжения, моделирование, метод конечных элементов, кулоновская модель сухого трения.

The problems of modeling by finite element method of impaction process of hot bituminous concrete by road roller wheel through elastic element are considered.

**Keywords:** bituminous concrete, impaction, Lagrangian—Euler method, normal compressive stresses, modeling, finite element method, coulombian model of dry friction.

Для оптимизации процесса укладки асфальтобетона с помощью дорожного катка было предложено осуществлять уплотнение материала через упругий элемент, т. е. между вальцом катка и уплотняемым материалом располагать упругий элемент. Для того чтобы оценить предлагаемый способ, необходимо смоделировать процесс данного уплотнения.

Механизм взаимодействия асфальтобетона с вальцом катка через упругий элемент — процесс довольно сложный. Поэтому при моделировании использовали метод конечных элементов (МКЭ), при котором исследуемая область разбивается на конечное число элементов. Их границы называются узлами. Зададим границы исследуемой области: поверхность контакта старого покрытия с укладываемым слоем асфальтобетона, поверхность вальца катка и границы участка уплотняемого материала некоторой длины.

Взаимодействие вальца с упругим элементом будем считать жестким. Данное допущение приводит к небольшим погрешностям моделирования [1], так как асфальтобетон обладает не только упругими свойствами, однако в данном случае такое допущение приемлемо, так как главный акцент делается на прогнозирование поведения нового слоя асфальтобетона.

Часть укладываемого слоя асфальтобетонной смеси контактирует с упругим элементом, находящимся между уплотняемым материалом и вальцом катка. При этом остальная часть асфальтобетона может свободно перемещаться в вертикальном направлении. При взаимодействии асфальтобетона с упругим элементом в результате движения катка возникают нормальные сжимающие и сдвигаю-

щие силы, которые создают напряжения и вызывают скольжение упругого элемента по асфальтобетону.

Так как жесткость стального вальца намного больше жесткости уплотняемого слоя асфальтобетона, то упругий элемент подвергается некоторой деформации, но в основном деформируется уплотняемый материал.

Рабочий орган катка — валец — считаем свободно вращающимся, поэтому при моделировании используем систему координат XY, которая вращается вместе с вальцом. Точка отсчета системы координат (точка O) совпадает с центром рабочего органа катка (рис. 1). Таким образом, определены координаты (x и y) произвольно выбранных узлов на контуре вальца. Кроме того, для каждого узла принята собственная система координат  $x_iy_i$  ( $x_i$  — радиальное направление,  $y_i$  — тангенциальное относительно контура вальца). Предположим, что при деформации упругого элемента перемещение узлов происходит только по оси  $y_i$ , а по оси  $x_i$  деформаций нет, тогда координаты вальца в неподвижном состоянии определены.

Дорожный каток может иметь один ведомый и один или два ведущих вальца. Поэтому будем рассматривать два варианта уплотнения материала. При моделировании взаимодействия поверхностного слоя асфальтобетона с вальцом следует учитывать сопротивление со стороны асфальтобетона при движении вальца.

Моделировали два случая: одновременное перемещение вальца и уплотняемого материала и перемещение только уплотняемого материала, испыты-

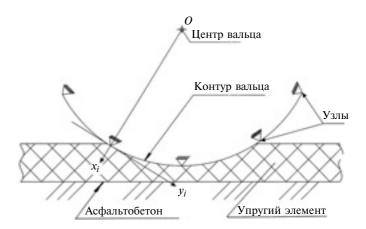


Рис. 1. Схема уплотнения материала с помощью вальца через упругий элемент

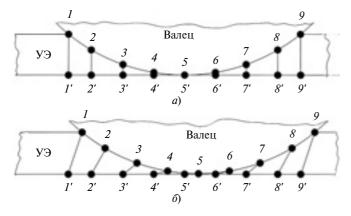


Рис. 2. Схемы ориентации узлов упругих связей в упругом элементе до (a) и после (b) сдвига вальца

вающего нормальные и сдвигающие напряжения. Как и ожидалось, в обоих случаях получены примерно одинаковые результаты, так как не учитывалась сила тяжести, для преодоления которой требуется дополнительное усилие в начальный момент движения вальца.

Усилие от вальца к уплотняемому материалу передается через упругий элемент, размеры и положение которого при этом изменяются. МКЭ позволяет, используя закон Кулона [3], моделировать процессы трения, происходящие в упругом элементе, который находится между вальцом и уплотняемым асфальтобетоном.

Моделируемая часть упругого элемента — область контакта, ограничена верхней и нижней поверхностями. Узлы упругих связей — произвольно выбранные точки, принадлежащие этим поверхностям, при деформировании упругого элемента перемещаются по нормалям, т. е. параллельно друг другу.

Для точного моделирования процесса уплотнения узлы на поверхности упругого элемента, отображающие упругие связи в области контакта, следует располагать равномерно, на небольшом расстоянии друг от друга. При недостаточной точности это расстояние надо уменьшить.

Узлы упругих связей смещаются относительно друг друга в тангенциальном направлении. Точно описать их положение можно методом Лагранжа— Эйлера. Результаты вычислений представлены на рис. 2. Кроме того, уравнения Лагранжа— Эйлера позволяют рассчитать напряжения растяжения и эквивалентные пластические деформации в области контакта. Последовательным расчетом этапов уплотнения получим результаты поэтапного смещения сетки узлов упругих связей (см. рис. 2, I-I', 2-2' и т. д). Шаги смещения рассчитываются с учетом только нормальных сжимающих напряжений, растягивающие напряжения отсутствуют. В этом случае в продольном направлении имеет место касательное напряжение, которое возрас-

тает при увеличении нормального напряжения сжатия. При достижении определенного значения касательного напряжения произойдет сдвиг контактирующих поверхностей, т. е. микропроскальзывание, которое также необходимо учитывать для высокой точности моделирования процесса уплотнения.

Имея точную модель процесса уплотнения, можно его оптимизировать. Для этого будем варьировать значения: нормальных касательных напряжений; деформаций, направленных по нормалям; деформаций сдвига между уплотняемым материалом и вальцом. Тем самым можно добиться наилучшего результата уплотнения.

При моделировании возможны три варианта расположения узлов упругих связей: их наложение — упругий элемент между вальцом и уплотняемым материалом отсутствует (см. рис. 2, узлы 5 и 5'); упругий элемент сохраняет некоторую толщину (см. рис. 2, узлы 1 и 1', 3 и 3'); расстояние между узлами упругой связи имеет отрицательное значение, т. е. имеет место проникновение вальца в упругий элемент, что практически осуществить невозможно. При моделировании МКЭ фактическое положение тел рассматриваемой системы можно ограничить, т. е. скорректировать изменением значений вводимых параметров.

Механические процессы, происходящие в упругом элементе, можно представить в виде схемы с нелинейными пружинами и демпфером. Деформация упругого элемента создает напряжение, величина которого зависит от жесткости упругих связей.

На рис. 3 упругие связи в упругом элементе заменены упругими пружинами 1 и 2 с коэффициен-

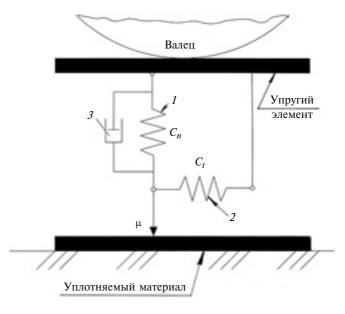


Рис. 3. Реологическая модель упругого элемента

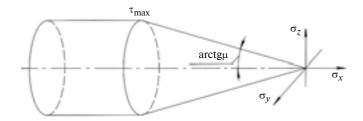


Рис. 4. Кулоновская модель процесса сухого трения

тами жесткости соответственно  $C_n$  и  $C_t$ , а параметр вязкости асфальтобетона — демпфером 3, что соответствует реологической модели Риетмана.

При моделировании контакта между вальцом и упругим элементом будем использовать кулоновскую модель сухого трения, исключив максимальное ( $\tau_{max}$ ) значение касательных напряжений (рис. 4), величина которого определяется коэффициентом  $\mu$  сухого трения и нормальным давлением. Для рассматриваемого взаимодействия определяющим является трение граничащих слоев.

Коэффициент  $C_n$  жесткости материала упругого элемента в направлении нормали не имеет в данном случае физического значения, его можно выбрать произвольно. Глубину проникновения вальца в упругий элемент определяют расчетом.

В соответствии с кулоновской моделью усилие, необходимое для сдвига, зависит от нормальной силы, действующей на упругий элемент. В зависимости от того, какие силы имеют место (сдвига или трения), происходит или схватывание, или скольжение контактирующих поверхностей.

Коэффициент  $C_t$  жесткости упругого элемента в тангенциальном направлении определяет зависимость деформации  $\gamma$  сдвига от силы сдвига. Определим значение  $C_t$ , при котором начинается скольжение контактирующих поверхностей, по формуле  $C_t = F_n \mu$ , где  $F_n$  — нормальная сила.

В зоне контакта нормальная сила определяется текущим положением элементов зоны. Чем больше интервал между граничными точками одной упругой связи, тем меньше сопротивление сдвигу, и наоборот. Регулируя глубину проникновения вальца в упругий элемент, методом конечных элементов можно определить нормальное сжимающее напряжение и другие параметры, подставляя численные значения в уравнения регрессий [4], которые связывают параметры скольжения (схватывания), коэффициент жесткости и возможный сдвиг вальца относительно упругого элемента.

При достижении максимального уплотнения уплотняемого материала дальнейшего уменьшения его толщины не будет, более того, она не будет изменяться даже при увеличении давления — деформация будет иметь место только в упругом элементе.

Таким образом, для повышения качества уплотнения следует оптимизировать не только параметры вальца и свойства уплотняемого материала, но и свойства упругого элемента, с помощью которого можно регулировать уплотняющее воздействие. Предложенное направление по усовершенствованию процесса уплотнения может стать основой для создания новой, более совершенной техники.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Геллер М.** Уплотняющее оборудование для асфальтовых смесей. Размещение и уплотнение асфальтовых смесей, американская ассоциация тестирования и материалов // Специальная техническая публикация. 1984. № 829. С. 28—47.
- 2. **Вуд Д. М.** Поведение грунта и критические положения механизмов в нем // Статьи Кембриджского университета. 1990. С. 67-70.
- 3. **Галлагер Р.** Метод конечных элементов. Основы / Пер. с англ. М.: Мир, 1984. 264 с.
- 4. **Зенкевич О., Морган К.** Конечные элементы и аппроксимация. М.: Мир, 1986. 318 с.

#### ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;

"Пресса России" — индекс **27841**;

"Почта России" — индекс **60264**.



#### 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; 532.5:532.135

Е. А. ЗАДОРОЖНАЯ, И. Г. ЛЕВАНОВ, кандидаты технических наук, С. А. ПЫРЬЕВ (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: kafat@susu.ac.ru

## Расчет сложнонагруженных трибосопряжений высокофорсированного дизеля<sup>1</sup>

Представлены методика и результаты расчета подшипников коленчатого вала высокофорсированного дизеля с учетом неньютоновских свойств смазочного материала. Для анализа работы сопряжения предложены зависимости минимальной толщины смазочного слоя от геометрических параметров подшипника.

**Ключевые слова:** сложнонагруженное трибосопряжение, минимальная толщина смазочного слоя.

The method and results of the analysis of crankshaft bearings of highly uprated engine regarding non-Newtonian lubricant properties are presented. The relationships between minimum thickness of a lubricating layer and bearing geometry are suggested for analysis of coupling.

**Keywords:** tribounit with combined loading, minimum thickness of a lubricating layer.

Повышение надежности таких машин, как двигатели внутреннего сгорания (ДВС) и турбокомпрессоры, связано с совершенствованием конструкции основных гидродинамических трибосопряжений (ТС) — динамически нагруженных шатунных и коренных подшипников скольжения (ПС) коленчатого вала (КВ) и ротора турбокомпрессора.

Для расчета динамически нагруженных (сложнонагруженных) ПС широко применяют электронно-вычислительную технику и специальное программное обеспечение. Современные методики

Авторы представляют методику и результаты расчета шатунных и коренных подшипников высокофорсированного дизеля ЧН 13/15 с помощью разработанного ими программного комплекса [2]. Для анализа рабо-

тоспособности ТС предлагаются зависимости влияния основных геометрических параметров подшипника на минимальную толщину смазочного слоя. Проведено сравнение полученных результатов с результатами, полученными с помощью программного комплекса AVL Excite Designer.

Методика расчета основана на следующих допущениях гидродинамической теории смазывания:

трение в ПС обусловлено внутренним трением смазочной жидкости;

смазочная жидкость адсорбируется на поверхностях шипа и подшипника;

пространство между шипом и подшипником в направлении нормали к поверхностям трения полностью заполнено смазочной жидкостью;

течение смазочной жидкости — ламинарное, силы инерции не учитываются; поверхности шипа и подшипника считаются идеально круглыми, гладкими и жесткими;

перекосы осей шипа и под-шипника не учитываются;

теплоотдача от смазочной жидкости в шип и подшипник не учитывается.

Расчет динамики сложнонагруженного ПС сводится к построению в системе координат  $XO_1Y$  (рис. 1) траектории центра масс шипа (например, шатунной шейки) под действием внешней периодической нагрузки, закрепленной на втулке (вкладыше), и определению его гидромеханических характеристик (ГМХ) [3—5]: мгновенной минимальной толщины  $h_{\min}(t)$  смазочного слоя и

расчета ПС ДВС основаны на гидродинамической теории смазывания. В них используют разные алгоритмы и методы расчетов, учитывающие внешние и внутренние факторы, влияющие на работу ТС, и др., а также программы, позволяющие выполнять многовариантные расчеты и анализ результатов, например, AVL Excite Designer (AVL AST, ABCTрия) [1]; ENGDYN (inc. Ricardo, Англия); FLARE (General Motors, США) и др. Существуют программы, созданные инженерамирасчетчиками для исследований отдельных узлов двигателя.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Работа выполнена в рамках научно-исследовательской программы по заказу Министерства образования и науки РФ (регистрационный № 2813.2011) при научной и методической поддержке компании AVL (Австрия).

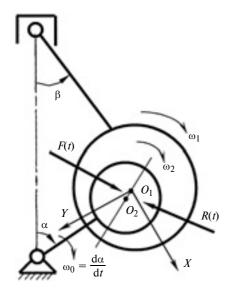


Рис. 1. Схема шатунного подшипника

максимального гидродинамического давления  $p_{\max}(t)$  в момент времени t; их экстремальных (inf  $h_{\min}$ , sup $p_{\max}$ ) и средних ( $h_{\min}^*$ ,  $p_{\max}$ ) величин за цикл  $t_{\mathrm{II}}$  нагружения; эффективной (расчетной) температуры  $T_{\mathrm{9}}$  смазочного слоя; мгновенных N(t) и средних  $N^*$  потерь мощности на трение; мгновенных Q(t) и средних расходов  $Q^*$  смазочного материала.

Траектория центра шипа строится по координатам, полученным при решении уравнения движения, которое с достаточной точностью определяется уравнением равновесия:

$$\frac{1}{h_0 \omega_0^2} R_U(\overline{U}\,,\,\dot{\overline{U}}) + F_U(\overline{t}) = 0. \ (1)$$

Здесь  $\overline{U}=U/h_0=(\overline{X}\,,\,\overline{Y})$  — безразмерный вектор перемещений центра шипа;  $\dot{\overline{U}}$  — производная по безразмерному времени  $\bar{t}\,;$   $F_U=(F_X,\,F_Y)$  — проекции внешней нагрузки на соответствующие оси;  $R_U(\overline{U}\,,\,\dot{\overline{U}})$  — безразмерные реакции смазочного слоя;  $h_0$  — радиальный зазор;  $\omega_0=\mathrm{d}\alpha/\mathrm{d}t$  — характерная угловая скорость шипа.

Безразмерные реакции смазочного слоя на шип определяются формулами:

$$\bar{R}_{U} = \left[\frac{\bar{R}_{X_{1}}}{\bar{R}_{Y_{1}}}\right] =$$

$$= -\frac{1}{4a} \iint_{\Omega_{2}} \bar{p} \begin{bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{bmatrix} d\varphi d\bar{z}. \quad (2)$$

Здесь  $\bar{p}$  — безразмерное гидродинамическое давление в смазочном слое;  $\varphi$ ,  $\bar{z}$  — угловая и осевая координаты подшипника;  $\Omega_a$  — активная (несущая) область смазочного слоя, в котором  $\bar{p} > 0$ .

Эффект релаксации касательных напряжений в смазочном слое, наблюдаемый в современных моторных маслах, учитывается на основании подхода [6], который заключается в замене внешней нагрузки, действующей на подшипник, модифицированной, получаемой подстановкой в уравнение (1) выражения

$$F_{II} = F_{II} + \lambda \omega_0 \partial F_{II} / \partial \alpha, \qquad (3)$$

где λ — время релаксации.

Уравнение (1) интегрируют методом ФДН (формулы дифференцирования назад) для уравнений второго порядка, описанным в работе [7].

Поле гидродинамических давлений, необходимое для вычисления реакции  $R_U$  смазочного слоя, определяется интегрированием уравнения Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \bar{h}^{n+2} \left( \bar{\varphi}_2 - \frac{\bar{\varphi}_1^2}{\bar{\varphi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right] + \\
+ \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ \bar{h}^{n+2} \left( \bar{\varphi}_2 - \frac{\bar{\varphi}_1^2}{\bar{\varphi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] = \\
= \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \bar{\omega}_{21} \bar{\rho} \bar{h} \left( 1 - \frac{\bar{\varphi}_1}{\bar{\varphi}_0} \right) \right] + \\
+ \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (\bar{\rho} \bar{h}). \tag{4}$$

Здесь  $\bar{\rho}$  — безразмерная плотность смазочного материала;  $\bar{p} = (p - p_a)\psi^2/\mu_0\omega_0$  — безраз-

мерное давление;  $\psi = h_0/r$  — относительный зазор;  $\bar{z} = z/r$  — координата по ширине подшипника  $\{-a \leqslant \bar{z} \leqslant a\}$ ; a = B/D — относительная ширина подшипника;  $\bar{t} = \omega_0 t$  — безразмерное время;  $\mu_0$  — характерная вязкость смазочного материала;  $p_a$  — атмосферное давление; B, D и r — ширина, диаметр и радиус подшипника;  $\bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_0$  — безразмерная угловая скорость шипа; n — параметр, характеризующий степень неньютоновского поведения;

$$\bar{\phi}_k = \int_0^{\bar{y}} \bar{y}^k / \bar{\mu}^* d\bar{y}, \qquad (5)$$

где  $\overline{\mu}^*$  — вязкость, отражающая неньютоновские свойства смазочного слоя; y — безразмерная координата поперек смазочного слоя;  $k=0,1,2; \overline{h}$  — безразмерная толщина смазочного слоя. Величина h и ее производная определяются по формулам:

$$\bar{h} = 1 - \chi \cos(\varphi - \delta);$$

$$\partial \bar{h} / \partial \bar{t} = -\dot{\chi} \cos(\varphi - \delta) -$$

$$- \chi \dot{\delta} \cos(\varphi - \delta), \qquad (6)$$

где  $\chi$  — относительный эксцентриситет;  $\delta$  — угол относительного положения линии центров.

При расчете подшипников с произвольной геометрией поверхностей трения и учете возможных перекосов шипа относительно подшипника выражения (6) усложняются [8].

Уравнение (4) интегрируется многосеточным методом [9] при граничных условиях Свифта— Штибера с учетом отверстий и канавок на поверхности шипа, через которые подается смазочный материал:

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = 0;$$

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z});$$

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z}) \ge 0; \quad \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}_{s},$$
(7)

где  $(\varphi, \bar{z}) \in \Omega_s$ ,  $s = 1, 2, ..., s^*$  (здесь  $\Omega_s$  — область источника

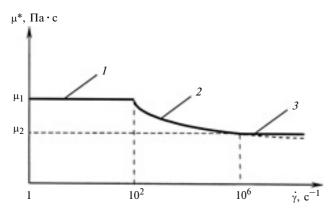


Рис. 2. Зависимость вязкости µ\* загущенного моторного масла от скорости у сдвига

смазочного материала с постоянным давлением, равным давлению  $p_s$  подачи;  $s^*$  — число источников).

Для описания реологического поведения загущенных моторных масел использовали следующую модель (рис. 2, где  $\dot{\gamma} = \sqrt{I_2}$ ) [10]:

$$\overline{\mu}^* = \begin{cases} \overline{\mu}_1 C_1 \exp(C_2/(T_9 + C_3) + \beta \overline{p}) \\ \text{при } I_2 < 10^4; \\ \overline{\mu} I_2^{(n-1)/2} C_1 \times \\ \times \exp(C_2/(T_9 + C_3) + \beta \overline{p}) \end{cases}$$

$$= \begin{cases} \exp(C_2/(T_9 + C_3) + \beta \overline{p}) \\ \text{при } 10^4 < I_2 < 10^6; \\ \overline{\mu}_2 C_1 \exp(C_2/(T_9 + C_3) + \beta \overline{p}) \\ \text{при } I_2 > 10^6. \end{cases}$$

Здесь  $\bar{\mu}$  — вязкость при скорости сдвига до  $10^2 \, {\rm c}^{-1}$  (параметр конси-

стенции); 
$$ar{I}_2 = \left( rac{\partial \overline{V}_{\mathcal{X}}}{\partial ar{y}} 
ight)^2 + \left( rac{\partial \overline{V}_{\mathcal{Z}}}{\partial ar{y}} 
ight)^2$$
 —

второй инвариант скоростей сдвига,  $c^{-1}$ ;  $\beta(T_3)$  — пьезокоэффициент вязкости смазочного материала в функции температуры;  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  — константы.

Согласно модели (8) на участке I ( $I_2 < 10^4$ ) масло ведет себя как ньютоновская жидкость с вязкостью  $\mu_1$  ( $T_3$ , p), на участке 2 ( $10^4 < I_2 < 10^6$ ) вязкость снижается по степенному закону, на

участке 3 ( $I_2 > 10^6$ ) масло считается ньютоновской жидкостью с вязкостью  $\mu_2$  ( $T_3$ , p).

Методика определения параметров  $\overline{\mu}$  и n, а также результаты экспериментальных исследований реологических свойств моторных масел представлены в работе [11].

Градиенты скоростей сдвига определяются выражениями:

$$\frac{\partial \overline{V}_{x}}{\partial \overline{y}} = \frac{1}{\overline{\mu}^{*}} \left[ \frac{\overline{\omega}_{21}}{\overline{\phi}_{0}} + \overline{h}^{n+1} \left( \overline{y} - \frac{\overline{\phi}_{1}}{\overline{\phi}_{0}} \right) \frac{\partial \overline{p}}{\partial \phi} \right];$$

$$\frac{\partial \overline{V}_{y}}{\partial \bar{y}} = \frac{1}{\bar{\mu}^{*}} \bar{h}^{n+1} \left( \bar{y} - \frac{\bar{\phi}_{1}}{\bar{\phi}_{0}} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}. \quad (9)$$

Для оценки теплового состояния ПС использовали изотермический подход, основанный на уравнении теплового баланса — равенстве средних за цикл значений теплоты, рассеянной в смазочном слое, и теплоты, отведенной смазочным материалом, вытекающим в торцы ПС.

Приращение температуры в смазочном слое на каждом временном шаге расчета траектории центра шипа (за цикл нагружения) определяется по формуле:

$$\Delta T_2 = N/(Q_{\rho}c_0), \tag{10}$$

где N, Q,  $\rho$ ,  $c_0$  — соответственно потери мощности на трение в смазочном слое, расход смазочного материала через подшипник, его плотность и теплоемкость.

Использование такого подхода при решении задач динамики и смазывания сложнонагруженных ПС обосновано в работе [12].

Потери мощности на трение определяются интегрированием диссипативной функции рассеяния  $\overline{\mathcal{A}}$  по объему смазочного слоя:

$$N = \frac{BD^2 \psi \mu_0}{8a} \iint_{\overline{\Omega}_a} \overline{\mathcal{J}} \, d\varphi d\overline{z}, \quad (11)$$

где  $\overline{\Omega}_a = \Omega_a - \Omega_s, \, \Omega_a -$  несущая область подшипника;

$$\overline{\mathcal{I}} = \int_{0}^{1} \overline{\mu}^{*} \left[ \left( \frac{\partial \overline{V}_{x}}{\partial \overline{y}} \right)^{2} + \left( \frac{\partial \overline{V}_{z}}{\partial \overline{y}} \right)^{2} \right] d\overline{y}. (12)$$

Расход смазочного материала через оба торца подшипника определяется выражением

$$Q^* = -\frac{BD^2\psi\omega_0}{2a} \int_0^{2\pi} \overline{h}^{n+2} \times$$

$$\times \left( \overline{\phi}_2 - \frac{\overline{\phi}_1^2}{\overline{\phi}_0} \right) \frac{\partial \overline{p}}{\partial \overline{z}} \bigg|_{\overline{z} = a} d\varphi. \tag{13}$$

Выражения (1)—(14) представляют математическую модель для расчета динамики сложнонагруженных ТС с учетом модели смазочного слоя, отражающей неньютоновские свойства смазочного материала.

Известно, что надежность ДВС при эксплуатации во многом определяется режимом трения ПС КВ. Гидродинамический режим трения обеспечивает работу подшипников практически без изнашивания в течение длительного времени. Геометрические параметры шатунных и коренных ПС (диаметр *D*, ширина *B*, радиальный зазор *C*) определяют конструкцию КВ и возможность образования надежного разделяющего масляного слоя.

Гидродинамический режим трения и работоспособность  $\Pi C$  можно оценить по минимальной толщине  $h_{\min}$  смазочного слоя или ее экстремальному значению

 $\inf h_{\min}$ . Известно, что для обеспечения жидкостного трения в подшипнике значение  $\inf h_{\min}$  должно быть больше средней суммы микронеровностей поверхностей шипа и подшипника [4, 5]:  $h_{\text{доп}} > Rz_1 + Rz_2$ , где  $Rz_1$ ,  $Rz_2$  — высоты микронеровностей поверхностей шипа и подшипника.

Работоспособность ПС оценивали также по протяженности зоны смешанного смазывания [4, 13], в которой выполняется условие  $\inf h_{\min} \leq h_{\min}$ . Длительность смешанного смазывания зависит от многих факторов. Опыт авторов и других исследователей показал, что предельное значение  $\alpha_{h_{\pi \circ \Pi}}$  не должно превышать 15÷20 % от цикла нагружения подшипника. При большем значении резко возрастает вероятность возникновения задира в подшипнике. При этом начинают работать высоковязкие граничные слои адсорбированного на поверхностях трения смазочного материала, воспринимающие внешнюю нагрузку.

На первом этапе расчета были определены силы, действующие на подшипники КВ, с использованием двух моделей. Одна модель [14] основана на представлении КВ в виде многоопорной статически неопределимой пространственной стержневой рамы ("неразрезная схема"). Каждая опора вала представлена в виде жесткого подшипника, опирающегося на линейно-упругое основание, которое моделируется двумя пружинами с коэффициентами упругости  $K_{\Pi X}$ ,  $K_{\Pi V}$ , а смазочный слой, разделяющий шип и подшипник, - нелинейно-упругими пружинами с коэффици-

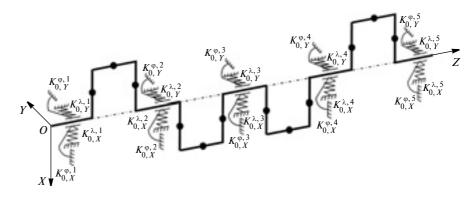


Рис. 3. Расчетная схема "упругий КВ — упругое основание"

ентами упругости  $K_{\rm MX}$  и  $K_{\rm MV}$ , которые определяли в зависимости от положения шейки вала. В качестве примера на рис. 3 представлена расчетная схема КВ четырехцилиндрового двигателя, в которой податливость основания в направлении осей ОХ и ОУ учитывается посредством угловых  $K_{0,\,X}^{\varphi,\,i}, \quad K_{0,\,Y}^{\varphi,\,i}$  и линейных  $K_{0,\,X}^{\lambda,\,i},$  $K_0^{\lambda, i}$  коэффициентов упругости, где i = 1, 2, ..., 5 — номер коренного подшипника. Данная модель позволяет оценить влияние на нагруженность подшипников жесткостей вала и картера, несоосности коренных шеек и подшипников. Модель можно упростить и использовать как "разрезную схему", основанную на идеализированном представлении КВ в виде не связанных между собой отрезков вала, опирающихся на два подшипника. Это наиболее распространенная и простая схема расчета, однако, она не позволяет оценить взаимное влияние подшипников на нагруженность. Обе указанные схемы успешно реализованы в программе "Орбита" [15].

Вторая расчетная модель выполнена в программном ком-

плексе AVL Excite Designer [1], который позволяет быстро создавать схемы кривошипно-шатунного механизма (КШМ) на ранних этапах проектирования ДВС. Построена модель шестицилиндрового рядного ДВС (рис. 4, см. обложку), представляющая набор связанных между собой элементов (блок-картер, КВ, шатуны, поршни, подшипники и др.) с заданными параметрами. Комплекс AVL Excite Designer предусматривает расчет сил, действующих на коренные подшипники КВ по "разрезной схеме".

Нагрузки на детали КШМ рассчитывали по индикаторным диаграммам, соответствующим режиму работы двигателя. Приняты следующие исходные параметры коренных подшипников: диаметр D = 108 мм; радиальный зазор C = 40 мкм; ширина B = 40 мм; давление подачи масла  $p_{\rm BX} = 0.5$  МПа; температура подачи масла  $T_{\rm BX} = 100$  °C; начальный и конечный углы расположения маслоподающей канавки  $\phi_{\rm H} = 285^{\circ}, \ \phi_{\rm K} = 75^{\circ};$  ширина канавки  $d_{\rm K} = 8$  мм; моторное масло класса вязкости SAE 5W-50.

В табл. 1 приведены расчетные нагрузки, действующие на корен-

Таблица 1

Программа расцета	Максимальная нагрузка $F_{\max}$ , кH, на коренной подшипник						
Программа расчета	1	2	3	4	5	6	7
"Орбита" (ЮУрГУ) AVL Excite Designer	100,184 95,921	134,396 134,845	135,057 134,845	87,269 97,260	135,151 134,879	134,490 134,845	100,315 95,921

ные подшипники высокофорсированного дизеля. Для снижения трудоемкости расчет целесообразно вести по наиболее нагруженному коренному подшипнику, которым признан третий подшипник.

При проектировании гидродинамических ПС используют такой

параметр, как относительная ширина подшипника a = B/D — отношение ширины подшипника к его диаметру. В работе [4] показано, что параметр a может изменяться и при изменении ширины B, и при изменении диаметра D. В первом случае изменяются расход масла через торцы

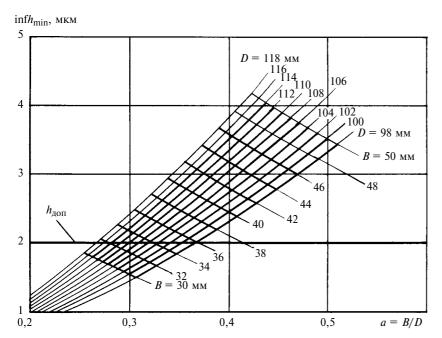


Рис. 5. Зависимости минимальной толщины  $h_{\min}$  смазочного слоя от относительной ширины a подшипника при нагрузке  $N_{\max}$ 

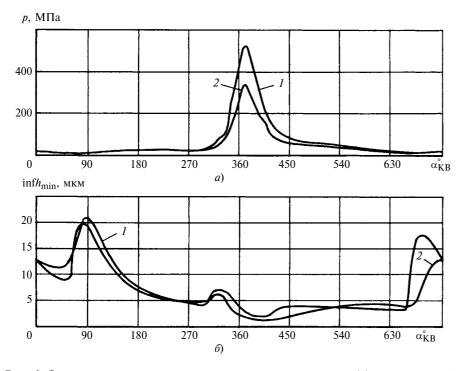


Рис. 6. Зависимости максимального гидравлического давления p (a) и минимальной толщины  $h_{\min}$  смазочного слоя ( $\delta$ ) от угла  $\alpha_{\mathrm{KB}}$  поворота KB

подшипника и гидродинамическая реакция смазочного слоя; во втором случае при незначительном изменении расхода масла изменяется линейная скорость поверхности вала. При этом увеличение относительной ширины а за счет ширины B приводит к заметному увеличению  $h_{\min}$ , однако увеличение а за счет уменьшения диаметра D подшипника приводит к некоторому снижению  $h_{\min}$ . В работе [4] показано, что зависимость  $h_{\min}$  от a носит линейный характер. Однако расчеты сложнонагруженных ПС, полученные авторами, показали, что эта зависимость нелинейна. Если построить ряд таких зависимостей для разных геометрических параметров подшипника и определенных условий нагружения, то можно проанализировать работоспособность ПС при всех возможных сочетаниях его диаметра и ширины.

При расчетах в расширенном диапазоне варьировались диаметр D и ширина B подшипника. По результатам расчетов построена диаграмма (рис. 5), которая показывает влияние геометрических параметров подшипника на минимальную толщину смазочного слоя. Видно, что рассматриваемый коренной подшипник является работоспособным, так как минимальная толщина смазочного слоя больше предельно допустимой, а также видно, как будет изменяться  $\inf h_{\min}$  при разных соотношениях параметров подшипника. Диаграмма позволяет определить наиболее оптимальные пути увеличения  $h_{\min}$  подшипника при данных условиях нагружения.

Аналогичные расчеты были выполнены и для шатунного подшипника. На рис. 6, a,  $\delta$  и в табл. 2 представлены результаты расчета базовой конструкции шатунного подшипника (D=95 мм; C=40 мм; B=40 мм;  $p_{\rm BX}=0.5$  МПа;  $T_{\rm BX}=100$  °C; угол расположения маслоподающего

	Характеристики шатунного подшипника								
Программа расчета	inf <i>h</i> <sub>min</sub> , MKM	sup <i>p</i> <sub>max</sub> , ΜΠa	<i>N</i> *, B <sub>T</sub>	$h_{\min}^*$ , MKM	р <sub>тах</sub> , МПа	<i>Q</i> *, 10 <sup>-1</sup> л/с	T₃, °C	$\alpha_{h_{\text{доп}}}$ , %	$f_{ m max}$ , МПа
"Неньютон II" AVL Excite Designer	1,125 1,803	523,1 330,5	458,10 444,95	6,58 7,08	64,2 45,7	0,1205 —	113,2	11,9 2,1	77,9 77,2

отверстия  $\phi_{\text{ОТВ}} = 40^{\circ}$ , его диаметр d = 7 мм; моторное масло класса вязкости SAE 5W-50), полученные с помощью программ "Неньютон-II" (линии I) [2] и AVL Excite Designer (линии I) [1]. Результаты получены для режима максимального крутящего момента [13].

Расчеты по программе AVL Excite Designer в целом совпадают с расчетами авторов за исключением некоторых небольших различий результатов. Более высокие гидродинамические давления в шатунном подшипнике, полученные расчетом по программе "Неньютон ІІ", обусловлены меньшим экстремальным значением толщины смазочного слоя. Среднеинтегральные значения  $h_{\min}^*$ , и потерь мощности  $N^*$ на трение отличаются соответственно на 7 и 3 %. Предположительно, различие результатов связано с численными методами, применяемыми при интегрировании уравнения Рейнольдса и уравнений движения. В частности, в программе "Неньютон II" для интегрирования уравнений равновесия использован метод ФДН, в программе AVL Excite Designer — метод Рунге—Кутта.

Представленная методика наряду с другими отечественными методиками может стать основой для расчета сложнонагруженных узлов трения [4, 16, 17]. Сравнительные исследования показали, что уровень отечественных программных средств не уступает зарубежным.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **AVL Excite Designer,** Users Guide / AVL List GmbH, Graz, Austria, 2011.
- 2. Свид. 2007613507 Рос. Федерации. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах "Неньютон-ІІ" [Программа для ЭВМ].
- 3. **Совершенствование** методики расчета сложнонагруженных подшипников скольжения, смазываемых неньютоновскими маслами / В. Н. Прокопьев, Е. А. Задорожная, В. Г. Караваев, И. Г. Леванов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2010. № 1. С. 63—67.
- 4. Захаров С. М., Никитин А. П., Загорянский Ю. А. Подшипники коленчатых валов тепловозных дизелей. М.: Транспорт, 1981. 181 с.
- 5. **Трение,** износ и смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер, Э. Д. Браун и др.; Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. 576 с.
- 6. **Paranjpe R. S.** Analysis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation // Trans ASME Jour of Trib. 1992. V. 114. P. 736—746.
- 7. Прокопьев В. Н., Рождественский Ю. В., Широбоков Н. В. Методы решения уравнений движения в задачах динамики опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания // Вестник Уральского межрегионального отделения Российской академии транспорта. 1999. № 2. С. 79—82.
- 8. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: Монография / В. Н. Прокопьев, Ю. В. Рождественский, В. Г. Караваев и др. / Челябинск: Изд. центр ЮУрГУ, 2010. Ч. 1. 136 с.
- 9. Прокопьев В. Н., Бояршинова А. К., Задорожная Е. А. Многосе-

- точные алгоритмы интегрирования уравнения Рейнольдса в задачах динамики сложно-нагруженных подшипников скольжения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2005. № 5. С. 16—21.
- 10. Задорожная Е. А., Мухортов И. В., Леванов И. Г. Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчете сложнонагруженных узлов трения поршневых и роторных машин // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2011. № 7. С. 22—30.
- 11. Леванов И. Г., Задорожная Е. А. Экспериментальные исследования реологических свойств всесезонных моторных масел // Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение. 2011. Вып. 17. № 11 (228). С. 70—76.
- 12. **Прокопьев В. Н., Караваев В. Г.** Термогидродинамическая задача смазки сложнонагруженных опор скольжения неньютоновскими жидкостями // Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение. 2003. № 1 (17). Вып. 3. С. 56—66.
- 13. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: Монография. / В. Н. Прокопьев, Ю. В. Рождественский, В. Г. Караваев и др. // Челябинск: Изд. центр ЮУрГУ, 2011. Ч. 2. 221 с.
- 14. Рождественский Ю. В., Хозенюк Н. А., Мыльников А. А. Методика расчета системы коренных подшипников коленчатого вала с учетом податливости блок-картера двигателя // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2011. № 12. С. 40—45.
- 15. **Свид. 940513 Рос. Федерации.** Пакет прикладных программ "Орбита", версия 3.4 [Программа для ЭВМ].
- 16. Загайко С. А. Расчет механических потерь в двигателях внутреннего сгорания: учебное пособие Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. Уфа: УГАТУ, 2006. 123 с.
- 17. **Маслов А. П., Бирюк В. В.** Как нам преобразовать тракторное двигателестроение // Двигателестроение. 2010. № 10 (242). С. 35—38.

#### ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.923.1

Л. Г. ВАЙНЕР, канд. техн. наук (Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск), В. А. НОСЕНКО, д-р техн. наук, А. Э. САФРОНОВ (Волжский ПИ — филиал Волгоградского ГТУ), e-mail: lgvainer@mail.ru

# Исследование трансформации рабочих поверхностей шлифовальных кругов при поточной обработке торцов колец подшипников

Представлены результаты исследований процесса изнашивания шлифовальных кругов при двустороннем торцешлифовании партии колец подшипников. Предложены шлифовальные круги с модернизированными рабочими зонами.

**Ключевые слова:** двустороннее торцешлифование, шлифовальные круги, кольца подшипников, износ, математическая модель.

The research results of wear process of abrasive disks at two-sided face grinding of kit of bearing rings are presented. The abrasive disks with modernized operating areas are suggested.

**Keywords:** two-sided face grinding, abrasive disks, bearing rings, wear, mathematical model.

При поточном шлифовании в условиях массового и крупносерийного производства точность обработки в результате изнашивания шлифовальных кругов (ШК) снижается [1].

Двустороннее торцешлифование (ДТШ) относится к наиболее производительным способам обработки и применяется, например, для изготовления колец и роликов подшипников качения, при этом требуется обеспечить высокие точность размеров и качество обработанных поверхностей, что во многом зависит от стойкости абразивного инструмента и стабильности формы его рабочей поверхности.

На рис. 1 показано изменение интервала значений (область между максимальным и минимальным значениями — линии 1 и 3) показателя точности обработки (погрешности  $\Delta$ ) при шлифовании торцов партии колец подшипников качения в текущем времени, где  $\Delta_{\text{доп}}$  — предельно допустимая погрешность (линия 2);  $\tau_{\text{к}}$  — критическое время операции, после которого процесс обработки партии заготовок становится нестабильным.

Сделано предположение о том, что превышение допустимого значения погрешности ( $\Delta > \Delta_{\text{доп}}$ ) связано с изменением формы рабочих поверхностей ШК. Для исследований формоустойчивости ШК, а также ее зависимости от параметров наладки стан-

ка и режимов шлифования разработана математическая модель [2] и проведены эксперименты на изнашивание ШК.

Формоустойчивость ШК — способность в течение заданного времени сохранять номинальную форму при взаимодействии с потоком заготовок.

#### Математическая модель ДТШ

В зоне обработки N заготовок, расположенных с определенным шагом, перемещаются со скоростью  $v_{\rm д}$  и вступают во взаимодействие с кольцевыми элементами рабочей поверхности ШК (рис. 2). Каждый кольцевой элемент взаимодействует с одной или одновременно с двумя заготовками в зависимости от положения точки M окончания съема припуска на траектории AB движения заготовок. На рис. 2 представлена расчетная схема изнашивания ШК, где b и  $\psi$  — соответственно эксцентриситет и угол наклона траектории движения заготовок; r — наружный радиус торца заготовки; l — расстояние от входа в зону шлифования партии заготовок до произвольной точки D; L — длина траектории AB.

Скорость изнашивания по высоте ШК в функции его радиуса при взаимодействии заготовок с

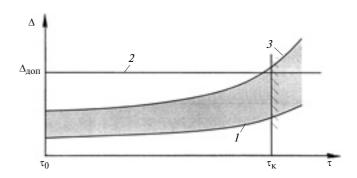


Рис. 1. Изменение интервала значений погрешности  $\Delta$  при шлифовании торцов партии колец подшипников качения в текущем времени

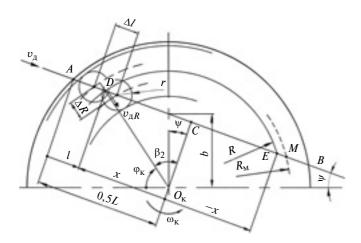


Рис. 2. Расчетная схема для моделирования процесса изнашивания ПТК

кольцевым элементом при элементарном перемещении  $\Delta l$  определяется формулой

$$q_2(R) = q_2(x) + q_2(-x), \tag{1}$$

где x и -x — координаты точек пересечения траектории заготовок и средней окружности радиусом R кольцевого элемента шириной  $\Delta R$ , на котором находится точка D.

Скорость изнашивания в произвольной точке траектории

$$q_2(x) = \frac{c}{F_2} \left( \frac{\Delta W_1}{\Delta \tau} \right) = \frac{c F_1 v_{\pi}}{F_2} \frac{\Delta t}{\Delta l}(x), \tag{2}$$

где c — относительный износ ШК (отношение объемного износа ШК к объему удаленного материала

заготовки в течение заданного времени);  $\frac{\Delta W_1}{\Delta \tau}$  — скорость объемного съема материала с торца заготовки площадью  $F_1$ ;  $F_2$  — площадь поверхности кольцевого элемента ШК, взаимодействующего с заготовкой при ее перемещении на расстояние  $\Delta l$ .

Площадь кольцевого элемента определим по формуле

$$F_2 = 2\pi R[2r + v_{\pi R}\Delta\tau] = 2\pi R[2r + \Delta l \sin\beta_2],$$
 (3)

где  $v_{AR} = v_{A} \sin \beta_2 = \frac{\Delta l}{\Delta \tau} \frac{|0.5L - l|}{R}$  — радиальная составляющая подачи заготовок в текущем времени.

Подставив уравнение (2) в формулу (1) с учетом формулы (3), получим:

$$q_2(R) = \frac{0.5cF_1 v_{\pi}}{2\pi Rr + \pi \Lambda l |0.5L - l|} \left[ \frac{\Delta t}{\Lambda l}(x) + \frac{\Delta t}{\Lambda l}(-x) \right].$$
 (4)

Износ ШК за конкретное время от начала отсчета  $\mathit{T}$ 

 $(T_1)$  находим из выражения  $\delta(R, T) = \int_{T_1}^{T} q_2(R, T) d\tau$ ,

где  $\tau$  — текущее время.

Зная распределение функции  $q_2(R, T)$ , можно определить износ  $\delta(R, T)$  ШК в точках поверхности, находящихся на радиусе R на момент времени T. В свою очередь  $q_2(R, T)$  зависит от скорости съема припуска в симметричных точках траектории [см. выражение (4)], которая определяется функцией съема припуска с учетом линейного износа  $\delta(R, T)$  профиля.

Выражение для ординаты функции съема припуска в *i*-й точке траектории [3] с учетом трансформации профиля ШК в результате изнашивания в *j*-й момент времени имеет вид:

$$t_{ij}(l_i, T_j) = t_{Hi}(l_i, T_j = 0) - \Delta_{ij}(l_i, T_j) - \delta_{ij}(R_i, T_j),$$
 (5)

где  $t_{\mathrm{H}i}$  — эквивалентное врезное перемещение заготовки;  $\Delta_{ij}$  — относительное упругое смещение ШК и заготовки.

Подставив выражения  $t_{\text{H}i}$ ,  $\Delta_{ij}$ ,  $\delta_{ij}$  в уравнение (5), получим дифференциальное уравнение съема припуска, из которого найдем функцию  $\delta_{ij}(R_i, T_i)$ .

При описании функции съема припуска дискретными значениями (5) используем кусочно-сплайновую интерполяцию неоднородными b-сплайнами третьего порядка.

На рис. 3 представлены зависимости изменения износа  $\delta$  рабочей поверхности ШК от его радиуса R, которые отражают изменения поверхности ШК на начальном этапе шлифования партии заготовок. Модель процесса обработки соответствовала реальным условиям шлифования наружных колец конических подшипников диаметром 90 мм.

Анализ полученных результатов показал следующее. Градиенты зависимостей для шагов 1—3 процесса обработки имеют одинаковый знак. На малых радиусах изнашивание значительно интенсивнее, что приводит к образованию впадины в центральной зоне ШК. На шагах 5—9 начинается образование еще одной впадины, что меняет градиент зависимости. На шагах 12—24 образуются новые впадины, профиль приобретает нерегулярность

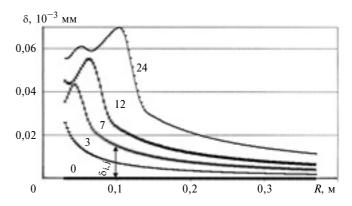


Рис. 3. Зависимости износа δ рабочей поверхности ШК от радиуса *R* (0, 3, 7, 12 и 24 — номера условных шагов процесса обработки партии заготовок)

с несколькими экстремумами, зона интенсивного изнашивания распространяется от центра в радиальном направлении. Далее эта тенденция сохраняется, и на поверхности появляются новые волны.

#### Экспериментальные исследования

Экспериментальные измерения профиля ШК  $36.750 \times 70 \times 25$  25A F60 I8 В на операции ДТШ подшипниковых колец в производственных условиях (ОАО "Волжский подшипниковый завод") выполняли перед их правкой после шлифования партии заготовок при  $\tau > \tau_{\rm K}$ . На завершающем этапе шлифования наблюдалось значительное увеличение погрешностей обработки.

Контрольная группа состояла из четырех ШК диаметром 750 мм, снятых со станка после шлифования партий подшипниковых колец с наружными диаметрами  $72 \div 110$  мм. Схема измерений показана на рис. 4. Профиль ШК сканировали наконечником микронной головки по восьми трассам, расположенным с угловым шагом  $45^\circ$ . Нормальную координату  $\Delta H$  профиля определяли в 74 точках через каждые 5 мм. Таким образом, для каждого ШК было получено 592 значения нормальной координаты профиля. По полученным результатам измерений рассчитали статистические характеристики.

В таблице приведен фрагмент обработанных экспериментальных данных для участка 325 < R < 375 мм одного из исследуемых ШК:  $\bar{x}$  — среднее значение  $\Delta H$ ;  $S_i^2$  — дисперсия;  $S_i$  — среднее квадратическое отклонение;  $S_i t$  — случайная погрешность при коэффициенте t=2,3646 и степени свободы 7;  $\Delta x$  — половина доверительного интервала.

На рис. 5 представлены результаты статистической обработки данных, полученных для профиля ШК после обработки партии заготовок — средние значения  $\Delta H$  и доверительные интервалы для восьми трасс сканирования.

На рис. 6 (см. обложку) приведены средние значения  $\Delta H$  для восьми трасс сканирования для

<i>R</i> , мм	<i>x</i> <sup>-</sup>	$S_i^2$	$S_i$	$S_i t$	$\pm \Delta x$
375	-41,875	49,554	7,039	16,645	5,885
370	-26,250	62,500	7,906	18,694	6,609
365	-13,125	85,268	9,234	21,835	7,720
360	5,625	131,696	11,476	27,136	9,594
355	13,750	105,357	10,264	24,271	8,581
350	21,250	48,214	6,944	16,419	5,805
345	28,750	212,500	14,577	34,470	12,187
340	32,500	121,429	11,019	26,057	9,212
335	38,125	70,982	8,425	19,922	7,043
330	41,250	105,357	10,264	24,271	8,581
325	40,000	64,286	8,018	18,959	6,703

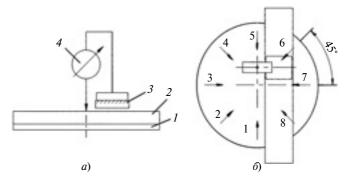


Рис. 4. Схема измерения трансформации профиля ШК (а) и направлений трасс (1—8) сканирования (б): 1- планшайба; 2- ШК; 3- направляющая линейка;

4 — микронная головка

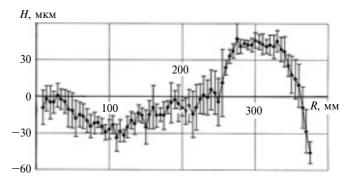


Рис. 5. Интервалы значений  $\Delta H$  по восьми трассам сканирования для ШК 1

ШК 2—4 и расчетные зависимости, полученные моделированием, для шагов 79 и 89, которые соответствуют нижней и верхней границам временного интервала шлифования партий заготовок контрольными кругами.

Таким образом, зависимости изменения параметров профиля исследуемых ШК после обработки подшипниковых колец разных типоразмеров имеют одинаковый характер, что указывает на общую закономерность процесса. Имеет место значительная неравномерность изнашивания торцевых поверхностей ШК — наибольший износ наблюдается в интервале  $0 \le R \le R_{\Gamma}$ .

Расчетные и экспериментальные зависимости  $\Delta H(R)$  для всех исследуемых ШК характеризуются отсутствием монотонности — торцевая поверхность ШК представляет собой сглаженное чередование кольцевых впадин и выпуклостей с амплитудой второго порядка малости. Расчетные данные близки к экспериментальным, что свидетельствует об адекватности расчетного метода и математической модели, которые можно использовать для прогнозирования формоустойчивости ШК. Расхождение расчетных и экспериментальных зависимостей вблизи наружного радиуса объясняется кромочным эффектом — интенсивным изнашиванием приграничной цилиндрической поверхности ШК при периодических его осевых смещениях, выпол-

С. Н. ГРИГОРЬЕВ, А. П. КУЗНЕЦОВ, доктора технических наук, М. А. ВОЛОСОВА, канд. техн. наук (МГТУ "СТАНКИН"), Х.-Дж. КОРИАТ, д-р техн. наук (Институт станкостроения и технологий обработки давлением им. Фраунхофера, г. Хемниц, Германия), e-mail: science@stankin.ru

### Классификация металлорежущих станков по энергоэффективности

Проанализированы методы определения энергоэффективности станков, основанные на балансе входной энергии, затрат на обработку и потерь энергии в формообразующей структуре станка. Предложены показатели энергоэффективности — соотношения энергий физических процессов, протекающих в структуре станка и классификации металлорежущих станков по интегральному показателю энергоэффективности.

**Ключевые слова:** металлорежущий станок, энергоэффективность, баланс, интегральный показатель.

The methods of energy efficiency definition, based on balance of input energy, processing costs and energy loss in forming machine tool structure, are analyzed. The energy efficiency indexes are suggested — correlations of energies of physical processes in machine tool structure and classification of machine tools by integral index of energy efficiency.

**Keywords:** machine tool, energy efficiency, balance, integral index.

В обобщенной энергетической структурной модели процесса изготовления детали резанием (рис. 1) выделены элементы системы, формирующие размеры детали (физический процесс, осуществляемый инструментом) и формы ее поверхностей (кинематический процесс формообразования, осуществляемый рабочими органами станка). Другие показатели, составляющие информационный образ детали, формируются иными способами обработки в соответствии с технологическим образом детали [1].

В данном случае технологический процесс — процесс взаимосвязанных преобразований мате-

рии, энергии и информации, изменяющих свойства, состояние и структуру поступившей на вход материи в соответствии с заданной информацией, в результате которых создается объект (изделие). Поступление и время взаимодействия этих трех составляющих технологического процесса могут не совпадать.

Технологический процесс считается завершенным, когда информация об объекте соответствует информации, заключенной в чертежах изделия, т. е. в информационной модели объекта. Величины расхождений (отклонений) информации о полученном объекте и информации, заключенной в чертеже, т. е. с информационной моделью объекта, определяют точность технологического процесса, следовательно, характеризует его качество. Свойство технологического процесса обеспечивать изготовление изделия в заданном объеме, сохраняя определенное время равенство информаций, заключенных в объекте и его чертеже, характеризует надежность технологического процесса.

Виды технологических процессов: резание, обработка давлением, литье, сварка, термическая обработка, гибка и др. [2—6] различаются видом потребляемой энергии, происходящими изменениями состояния, структуры и свойств объекта, количеством и способами передачи информации.

Комплексная информация, включающая в себя количественные и качественные показатели и отражающая размеры, форму, структуру, состояние, положения и свойства объекта, составляют информационный образ изделия.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 48)

няемых для обеспечения заданного осевого размера детали. Значительное изменение формы ШК приводит к нарушению структуры цикла шлифования — съем основного припуска перераспределяется и происходит только в начале и в конце зоны шлифования, что снижает точность обработки.

По результатам исследований в ОАО "Волжский подшипниковый завод" было принято увеличить твердость внутренней части торцевой поверхности ШК, для этого разработан и внедряется в производство двухзонный ШК с границами кольцевых зон по окружности радиуса  $R_{\rm r}$ .

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Носенко В. А., Носенко С. В.** Технология шлифования. Волгоград: ИУНЛ ВолгГТУ, 2011. 425 с.
- 2. Вайнер Л. Г., Носенко В. А. Математическое моделирование износа шлифовальных кругов на операции двустороннего торцешлифования с прямолинейной подачей заготовок // V междунар. науч.-техн. конф. "Машиностроение основа технологического развития России 2013". Курск: Юго-Зап. гос. ун-т, 2013. С. 203—208.
- 3. **Вайнер Л. Г.** Определение параметров технологического пространства при двусторонней торцешлифовальной обработке // Вестник машиностроения. 2011. № 12. С. 72—77.

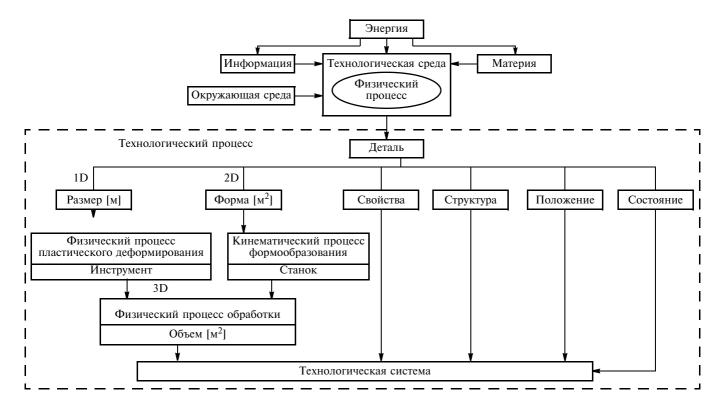


Рис. 1. Обобщенная структурная модель процесса изготовления детали

Информация о преобразовании, переносе, количественном изменении, взаимодействиях и управлении в системе составляет **информационный образ технологического процесса**.

Информация о геометрических параметрах изделия является ее **геометрическим образом**.

Для каждого геометрического образа можно определить количество энергии, необходимого для его изготовления с учетом процесса обработки (в данном случае резания), обрабатываемого материала, координатной структуры, движений рабочих органов станка и т. д., т. е. энергоемкость изделия.

Последовательность преобразований материи, энергии и информации, заключенная в модели достижения относительного соответствия информационного образа изделия и информационной модели объекта является технологическим образом изделия.

Виды, формы и способы преобразований энергии, необходимой для достижения равенства информационного образа изделия и информационной модели объекта составляют энергетический образ изделия.

Известны следующие виды энергии: кинетическая, потенциальная, диссипации и др., различные ее формы: электрическая, тепловая, механическая и т. д., а также разные виды энергоносителей: электроны, ионы, молекулы.

Энергия одного вида может преобразоваться в другой вид, при этом сохраняя форму. Возможно преобразование одной формы энергии в другую

при сохранении вида энергии. Как правило, преобразование энергии обусловлено взаимодействием материй под действием различных сил.

Количество энергии, необходимое для формирования изделия в соответствии с ее информационным образом, характеризует энергоемкость образа.

Образ, который характеризуется неизменностью одного или нескольких свойств, называется **единичным образом**.

Образ, заданные свойства которого не изменяются, называется **номинальным образом** или **идеальным**.

Таким образом, при обработке резанием реальный образ описывается фактическими свойствами, которые формируются в ходе технологического процесса в результате взаимодействия материи, энергии и информации.

Величины геометрических параметров определяют масштаб геометрического образа и вид технологии: нанотехнология (размеры менее  $10^{-9}$  м), микротехнология (размеры от  $10^{-9}$  до  $10^{-3}$  м); традиционная технология (размеры больше  $10^{-3}$  м).

К показателям качества, отображающим свойства образа, относятся точность, производительность, надежность, энерго- и материалоемкости и пр.

Точность технологического процесса определяется степенью соответствия реальных параметров образа номинальному образу. Производительность определяется скоростью достижения информационным образом изделия соответствия информаци-

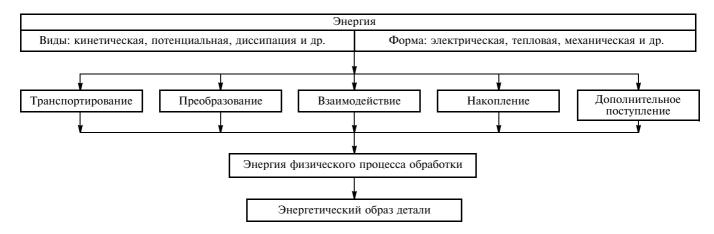


Рис. 2. Схема формирования энергопреобразующей системы станка

онной модели, приходящейся на единицу отображения технологического образа за единицу времени.

Рассматривая металлорежущий станок, как энергоинформационную и энергопреобразующую систему, функционирующую в соответствии с технологическим образом изделия, в качестве показателя энергоэффективности станка можно принять коэффициент его энергоэффективности:

$$U_{\rm эфи} = E_i/E_i,\tag{1}$$

где  $E_j$  — мощность на выходе, характеризующая совершаемую станком полезную работу;  $E_i$  — теоретически максимальная мощность на входе станка.

Данный подход к оценке энергоэффективности применим и к многофункциональным станкам, на которых выполняется ряд операций и возможно преобразование нескольких видов энергии. Кроме того, коэффициент  $U_{$ эфи характеризует степень совершенства протекающих процессов, осуществляемые металлорежущим станком, так как учитывает потери и при переносе энергии от источника к энергопреобразующим механизмам, и при преобразовании одних видов энергии в другие (рис. 2). При этом энергетический подход к технологическому процессу как к системе преобразования различных форм и видов энергии исключает зависимость от конструктивного, компоновочного, технического и технологического исполнений станка. Метод оценки энергоэффективности станка основывается на информации о начальных условиях, формируемых энергопотоком в режиме холостого хода станка, и граничных условиях, отражающих фактические значения энергопотоков на рабочих режимах.

Таким образом, для сравнения ряда металлорежущих станков по энергоэффективности обязательным условием является равнозначность их начальных и граничных условий, что обусловливает равенство структур их энергопотоков, т. е. однотипность станков и по числу составляющих энергоструктуры, и по их функциональности. Существующие подходы к оценке энергоэффективности металлорежущих станков основываются на одних и тех же принципах [7—9]: энергоэффективность определяется отношением выходных значений определенных параметров к их значениям на входе. Разница подходов заключаются в выборе параметров (табл. 1), методах их расчета или измерения, определении значимости выбранных параметров в технологическом процессе на уровне станка, технологической системы и производственной системы в целом.

В данном случае в качестве выходного энергетического показателя можно принимать несколько параметров: мощность процесса обработки, определяемая как произведение силы на скорость обработки; энергия главного привода, приводов подач и энергия подвода вспомогательных материалов; расход электроэнергии на формообразование за цикл обработки заданных деталей. Из этого следует, что предлагаемые определения такого понятия, как энергоэффективность станка, при общем под-

 ${\it Taблицa} \ 1 \\ {\it Bapuahtы показателя энергоэффективности станков}$ 

Показатель	$E_{\mathfrak{I}} = E_j/E_i$	$E_i$	$E_j$
КПД станка [1]	$\eta_{\rm CT}(t) = \frac{P_{\rm IIO}(t)}{P_{\rm CT}(t)}$	Мощность процесса обработки	Энергопот- ребление станка
Энергетиче- ский КПД станка [2]	$\eta_{\rm ct} = \frac{E_{\rm no}}{E_{\rm no} + E_{\rm nt}}$	Энергия главного привода, приводов подач и энергия подвода вспомогательных материалов	Суммарные энергопотери в станке
КПД оборудования по потребляемой энергии (цикловой)	$\eta_{\Theta} = \frac{E_{\Phi}}{E}$	Расход электроэнергии на формообразование за цикл обработки деталей, кВт/ч	Полный расход электроэнергии за цикл обработки тех же деталей, кВт/ч

ходе к оценке показателя отличаются его наполнением, несмотря на то что каждый из авторов правильно формулируют физический смысл предлагаемого показателя. Это обусловлено тем, что изначально ставились разные цели и использовались разные методологические базы. Единственный общий элемент — потери мощности (энергии) в структуре металлорежущего станка, при этом их детализации тоже различны.

Так как во всех рассмотренных вариантах показателя энергоэффективности база сравнения различна и относительно рассматриваемой системы (металлорежущий станок, технологическая или производственная система) не является однозначной, то оценка металлорежущих станков по предлагаемым зависимостям не будет адекватной. Приведенные в табл. 1 показатели можно использовать в качестве начальных и граничных условий — условия однозначности.

При оценке энергоэффективности станка будем рассматривать изготовление детали как энергоинформационный процесс преобразования материи, энергий и информации.

Введем следующие обозначения:

 $E_{\rm ф n}$  — энергия, требуемая для физического процесса резания — пластического деформирования материала;

 $E_{\rm Д\Pi}$  — энергия, требуемая для получения геометрического образа детали (формы);

 $E_{\rm пфп}$  — подводимая энергия, требуемая для физического процесса резания и других процессов, в том числе и иной физической природы, обеспечивающих этот процесс;

 $E_{\Pi \Pi \Pi}$  — подводимая энергия, требуемая для получения геометрического образа детали (формы) и других процессов, в том числе и иной физической природы, обеспечивающих этот процесс.

Тогда коэффициент потенциальной энергоэффективности металлорежущего станка имеет вид:

$$U_{\oplus\Pi\Pi} = E_{\oplus\Pi}/(E_{\oplus\Pi} + E_{\Pi\Pi}).$$

На основании формулы (1) запишем:

$$U_{\rm 2dM} = (E_{\rm dm} + E_{\rm JH})/(E_{\rm Hdm} + E_{\rm HJH}).$$
 (2)

Выражение (2) является интегральным показателем энергоэффективности станка, так как входящие в него величины описывают все энергетические процессы, возникающие в металлорежущем станке. В этом случае базой сравнения являются нормированные показатели физических процессов резания и формообразования, что весьма существенно, так как количество удельной энергии формоизменения при необратимой деформации для данных условий является величиной постоянной и не зависящей от схемы деформации, определяемой только свойствами деформируемого материала [10]. Таким образом, соблюдается равенство удельных

работ пластической деформации в процессах резания и сжатия при равных относительных сдвигах в этих процессах [11].

В табл. 2 приведены значения удельной энергоемкости различных физических процессов, реализуемых в станках [10].

В табл. 3 приведены расчетные значения силы резания и удельной энергоемкости для разных видов резания, режимов и материалов [12].

Таким образом, можно определить значения энергоемкости или удельной энергоемкости как физического процесса резания, так и геометрических образов, формируемых станками. В выражении (2) числитель — нормированная величина базы сравнения, а все энергопреобразования в станке, в том числе и изменения подводимой энергии к структурам станка, отражает знаменатель, который является переменным параметром.

Если в выражении (2) значения  $E_{\Pi\Pi}$  и  $E_{\Pi\Pi\Pi}$  равны нулю, то данная система характеризуется ручным инструментом, в которой подводимая энергия (электрическая, гидравлическая, пневматическая и т. д.) затрачивается только на физический процесс пластического деформирования материала. Если же в подобной системе отсутствует и подводимая энергия, то в процессе применяется только мускульная энергия человека. Выполним следующие преобразования выражения (2):

$$U_{3\phi\mu} = (E_{\phi\Pi} + E_{\Pi\Pi})/(E_{\Pi\phi\Pi} + E_{\Pi\Pi\Pi}) =$$

$$= \frac{(E_{\phi\Pi} + E_{\Pi\Pi})E_{\phi\Pi}E_{\Pi\phi\Pi}}{(E_{\Pi\phi\Pi} + E_{\Pi\Pi\Pi})E_{\phi\Pi}E_{\Pi\phi\Pi}} = \frac{\left(\left(\frac{E_{\phi\Pi} + E_{\Pi\Pi}}{E_{\phi\Pi}}\right)E_{\Pi\phi\Pi}^{-1}\right)}{\left(\left(\frac{E_{\Pi\phi\Pi} + E_{\Pi\Pi\Pi}}{E_{\Pi\phi\Pi}}\right)E_{\phi\Pi}^{-1}\right)} =$$

$$= \frac{\left(\frac{E_{\phi\Pi} + E_{\Pi\Pi}}{E_{\phi\Pi}}\right)}{\left(\frac{E_{\Pi\phi\Pi} + E_{\Pi\Pi\Pi}}{E_{\Pi\phi\Pi}}\right)} \frac{E_{\phi\Pi}}{E_{\Pi\phi\Pi}}.$$
(3)

Таблица 2 Удельная энергоемкость различных видов механической обработки

Обработка	Процесс	Удельная энергоем- кость, кВт/(см <sup>3</sup> /с)
Точение	Пластическая деформация	1÷10
Фрезерование	То же	1÷10
Абразивная резка	Плавление	10÷30
Черновое шлифование	То же	20÷60
Чистовое шлифование	То же	60÷200
Электроэрозионная	Испарение	100÷1000
Электрохимическая	Ионизация	500÷2000
Лучевая	То же	100÷3000

#### Силовые и энергетические составляющие различных процессов резания

05. 5	Обрабатываемый	Режим резания			Cura D. II	Удельная сила	$\overline{A}_W$ ,
Обработка	материал ( $\sigma_{\rm B}$ , МПа)	υ, м/с	S, м/об (а, мм)	<i>t</i> , mm ( <i>b</i> , mm)	Сила $P_z$ , Н	резания $p_{St}$ , ГПа	Дж/мм <sup>3</sup>
Точение, растачивание	Конструкционная сталь (750)	I.	0,01 0,02 0,08 0,20 0,50	1,00 1,00 1,00 1,00 1,00	95 160 451 900 1784	9,5 8,0 5,6 4,5 3,6	9,5 8,0 5,6 4,5 3,6
	34XH3M	3,3 3,2 2,8 1,8	0,02 0,08 0,20 0,50	1,00 1,00 1,00 5,00	123 240 500 5020	6,2 3,0 2,5 2,0	6,2 3,0 2,5 2,0
Точение	08X17H5M3 07X16H6	1,4 3,4 2,9 1,2	0,02 0,08 0,20 0,50	1,00 1,00 1,00 2,00	146 322 653 2700	7,3 4,0 3,3 2,7	7,3 4,0 3,3 2,7
	ХН62ВМКЮ ХН60МВТЮ ХН82ТЮМЕ	0,80 0,67 0,58 0,43	0,02 0,08 0,20 0,02	1,00 1,00 1,00 0,50	738 692 1412	36,9 8,7 7,1 10,0	36,9 8,7 7,1 10,0
	Высокопрочные стали (≥1600)	0,67 0,48	0,08 0,20	0,50 0,50	243 509	6,1 5,1	6,1 5,1
Точение	CK 45 (670) 18CrNi6 (630)	1,6÷2,0	0,063 0,063÷0,100	_	_	3,3 5,2 4,5	3,3 5,2 4,5
Фрезерование	CK 45N	_	(0,0025) (0,0050) (0,0100) (0,0200) (0,0500)	_	_	70,0 30,0 13,0 7,5 5,0	70,0 30,0 13,0 7,5 5,0
Протягивание	CK 45	0,001	(0,0010) (0,0025) (0,0050)	_	_	45 18 10	45 18 10
Строгание	35 30ΧΓCA	0,23 0,25	(0,150) (0,150)	(2,5) (2,5)	_	_	2,9 3,2
Точение	30X 40XHM 40XHM 35X3MH	1,00 0,28 0,28	0,150 0,030 0,100 0,100	5,00 1,00 1,00 4,00	2100 700 1100 1000	2,8 23,3 11,0 2,5	2,8 23,3 11,0 2,5
Строгание	50РАСШ ВТ6 Л63	0,33 0,33 0,33	(0,20) (0,20) (0,20)	(3,50) (3,50) (3,50)	2100 2500 900	3,00 3,57 1,29	3,0 3,6 1,3
Тонаууз	37Х12Н8Г8МФБ	0,54 0,94	0,06 0,10	1,50 2,00	490 920	5,4 4,6	5,4 4,6
Точение	ХН77ТЮР	0,65 0,53	0,05 0,10	1,5 2,0	645 1120	8,8 5,6	8,8 5,6
Шлифование (1 зерно)	ШХ15	_	(0,003) (0,005)	_	_	_	44÷61 36÷48

Составляющие выражения (3) являются взаимосвязанными частными показателями энергоэффективности металлорежущих станков (табл. 4):

 $U_{
m 3И3} = E_{
m ф \Pi}/E_{
m П ф \Pi}$  — коэффициент эффективности использования подводимой энергии резания;

 $U_{\rm фпр} = E_{\rm пфп}/(E_{\rm пфп} + E_{\rm пдп})$  — коэффициент фактической (реальной) энергоэффективности металлорежущего станка;

Таблица 4 Различные показатели энергоэффективности станков

TTTT					
Показатель	Формула	Диапазон значений			
Потенциальная энергоэффективность	$U_{\Phi\Pi\Pi} = \frac{E_{\Phi\Pi}}{E_{\Phi\Pi} + E_{\Pi\Pi}}$	0÷1			
Энергоэффективность использования энергии	$U_{\rm \tiny 9H9} = \frac{E_{\rm \varphi \pi}}{E_{\rm m \varphi \pi}}$	0÷1			
Фактическая энергоэффективность	$U_{\rm \Phi \Pi p} = \frac{E_{\rm n \Phi \Pi}}{E_{\rm n \Phi \Pi} + E_{\rm n \Delta \Pi}}$	0÷1			
Энергонасы- щенность	$U_{\rm ЭЭH} = U_{\rm ЭИЭ} U_{\rm фпр} = \frac{E_{\rm фп}}{E_{\rm пфп} + E_{\rm пдп}}$				
Повышение энергонасыщен- ности	$\begin{split} U_{\Pi \ni \mathbf{H}} &= \frac{U_{\Phi \Pi \Pi}}{U_{\Phi \Pi \mathbf{p}}} &= \\ &= \frac{E_{\Phi \Pi}}{E_{\Pi \Phi \Pi}} \frac{E_{\Pi \Phi \Pi} + E_{\Pi \Pi \Pi}}{E_{\Phi \Pi} + E_{\Pi \Pi}} &= \frac{U_{\ni \mathbf{u} \ni}}{U_{\ni \Phi \mathbf{u}}} \end{split}$	От 0 до ∞			
Интегральная энергоэффективность	$\begin{split} U_{\mathrm{эфи}} &= \frac{U_{\mathrm{эиэ}}  U_{\mathrm{фпр}}}{U_{\mathrm{фпп}}}  ; \\ U_{\mathrm{эфи}} &= \frac{E_{\mathrm{фп}} + E_{\mathrm{дп}}}{E_{\mathrm{пфп}} + E_{\mathrm{пдп}}} \end{split}$	0÷1			
Интегральный показатель снижения энергоэффективности	$U_{ m yэфи} = rac{U_{ m фпп}}{U_{ m эиз}U_{ m фпр}}$	От 0 до ∞			

Таблица 5 Классификация станков по энергоэффективности

Класс	Уровень	Коэффициент энергоэффективности $U_{ m oфu}$
1	Низкий	0,50÷0,65
2	Ниже среднего	0,65÷0,75
3	Средний	0,75÷0,80
4	Выше среднего	0,80÷0,85
5	Высокий	0,85÷0,90
6	Очень высокий	0,90÷0,95
7	Предельно высокий	>0,95

 $U_{
m 39H} = U_{
m 3И9} U_{
m фпр} = E_{
m фп}/(E_{
m Пфп} + E_{
m ПДП})$  — коэффициент энергонасыщенности металлорежущего станка;

 $U_{
m пэн} = U_{
m фпп}/U_{
m фпр}$  — коэффициент повышения энергонасыщенности металлорежущего станка;

 $U_{
m эфи} = U_{
m эиэ} U_{
m фпр}/U_{
m фпп}$  — интегральный показатель энергоэффективности;

 $U_{
m yэфи} = U_{
m фпп}/U_{
m эиэ}U_{
m фпр}$  — интегральный коэффициент снижения энергоэффективности.

Таким образом, можно классифицировать металлорежущие станки по интегральному показателю энергоэффективности (табл. 5). В предложенной классификации в основе лежит оценка интегральной энергоэффективности станка, по иным показателям требуется создание соответствующей нормированной базы. В настоящей статье приведен общий методологический подход к оценке энергоэффективности только металлорежущих станков и не рассматриваются энергоэффективности производственных и технологических систем, а также энергоэффективность технологического оборудования иных видов.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Кузнецов А. П., Ткачева О. Н.** Современные системы автоматизированного проектирования технологических процессов в машиностроении. М.: НИИмаш, 1984. 72 с.
- 2. **Косов М. Г., Кузнецов А. П.** Философское осмысление понятия "образ" в моделировании технологических процессов и машин // Вест. МГТУ "СТАНКИН". Т. 19. 2012. № 1. С. 148-155.
- 3. **Кузнецов А. П.** Тепловое поведение и точность металлорежущих станков. М.: Янус-К, 2011. 256 с.
- 4. **Кузнецов А. П.** Методы оценки и контроля качества металлорежущих станков с ЧПУ. М.: ВНИИТЭМР, 1985. 68 с.
- 5. **Кузнецов А. П., Косов М. Г.** Структурная точность металлорежущих станков. М.: СТИН, 2012. № 2. С. 4—12.
- 6. **Кузнецов А. П., Косов М. Г.** Структурная точность металлорежущих станков. М.: СТИН, 2012. № 5. С. 2—7.
- 7. **Dietmair A., Verl A.** Energy Consumption for Ecasting and Optimization for Tool Machines // Modern Machinery Science Journal. 2009. V. 3. P. 62—67.
- 8. **Григорьев С. Н.** Современные тенденции развития научно-образовательной деятельности МГТУ "Станкин". М.: СТИН, 2010. № 6. С. 2—6.
- 9. **ГОСТ Р 54430—2011.** Оборудование металлообрабатывающее и деревообрабатывающее. Показатели энергоэффективности. Номенклатура. Методы определения и нормирования значений. М.: Стандартинформ, 2012.
- 10. **Кузнецов А. П.** Тепловой режим металлорежущих станков. М.: Янус-К, 2013. 480 с.
- 11. Григорьев С. Н., Змиева К. А., Углева Е. М. Энергоэффективность процессов нанесения покрытий на инструмент. М.: Янус-К, 2012. 192 с.
- 12. **Grigoriev S. N., Sinopalnikov V. A., Tereshin M. V., Gurin V. D.** Control of parameters of the cutting process on the basis of diagnostics of the machine tool and workpiece // Measurement Techniques. 2012. V. 55 (5). P. 555—558.

Д. У. МАДРАХИМОВ (OAO "Paxtasanoat ilmiy markazi", Республика Узбекистан, г. Ташкент), Р. Г. МАХКАМОВ, академик АН Республики Узбекистан, д-р техн. наук (Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности), e-mail: Madrahimov Dilsh@mail.ru

### Совершенствование технологии насечки зубьев на дисковых пилах

Рассматриваются технология насечки зубьев на джинных и линтерных пилах волокноотделительных машин и выбор материала для быстроизнашивающегося насекательного инструмента.

**Ключевые слова:** джин, линтер, пила, ротационный пилонасекательный станок, делительный механизм, пуансон, матрица, стойкость.

The technology of teeth cutting on gin and linter saws of fiber-extracting machines and material selection for quick-wearing saw-cutting tool are considered.

**Keywords:** gin, linter, saw, saw-cutting machine, divider, punch, matrix, resistance.

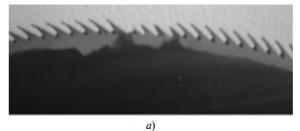
Для получения хлопкового волокна его необходимо отделить от семян хлопка-сырца на специальных машинах. Длинные волокна отделяют на джинах, короткие (линт) — на линтерах. Основной рабочий орган машин — пильные диски диаметром 320 мм и толщиной  $0.95 \pm 0.05$  мм, изготовленные из стали У8Г и термообработанные до твердости  $36 \div 38$  *HRC*. От точности насеченных зубьев зависит эффективность отделения волокна и его качество.

Джинные пилы отличаются от линтерных числом зубьев и их размерами. Джинные пилы имеют 280 зубьев, линтерные — 330. На рис. 1, a и  $\delta$  показаны фрагменты соответственно джинных и линтерных пил. Видно, что зубья имеют разную высоту (см. рис 1, a), а в отдельных местах они срезаны (см. рис. 1,  $\delta$ ). Эти дефекты приводят к повреждению волокон и дроблению семян, также ухудшается съем волокна воздушной струей, так как зазор между соплом и зубьями устанавливается по наибольшему зубу, а по отношению к большей части зубьев зазор заметно увеличивается.

Обычно насечку зубьев на пилах осуществляют в пильных цехах хлопкоочистительных заводов на станке СПХ, схема которого приведена на рис. 2 [1]. Основной режущий инструмент — пуансон 4, совершает возвратно-поступательное движение по радиусу в результате качания суппорта 3, которое создается при передаче ему вращения от эксцентрика 1 через шатун 2. Пильной диск 6 устанавливается между матрицей 5 и пуансоном 4. Вращение диска определяется делительным механизмом 7.

Ввиду возвратно-поступательного движения пуансона производительность станка достаточно низкая. К тому же очень низка точность делительного механизма, выполненного в виде храпового колеса с собачкой. За полный оборот диска накопленная ошибка шага зубьев достигает значительной величины, что приводит к срезанию зуба пуансоном.

Для насечки пильных дисков разработан новый станок ротационного типа с точным делением шага зубьев с помощью червячной передачи [2, 3]. Изготовлены 10 станков для сервисного центра, который будет обеспечивать пилами хлопкоочистительные заводы. Схема ротационного станка приведена на рис. 3. Пуансон 6 закреплен на ротационном диске 5 с возможностью вращения, что позволяет повысить скорость насечки зубьев [4] до  $10 \div 11$  м/с по сравнению со скоростью 0,6 м/с на станке СПХ. Вращение пильного диска синхронно обеспечива-



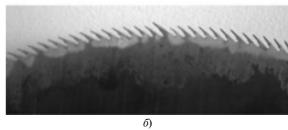


Рис. 1. Зубья джинных (а) и линтерных (б) пил

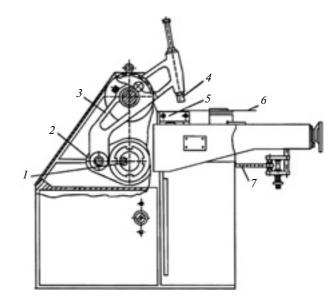


Рис. 2. Схема пилонасекательного станка СПХ

ется делительным механизмом — червячной парой: червяком *1* и червячным колесом *3*, состоящим из двух половин, подпружиненных для выборки зазора. Точность делительного механизма настольно высока, что после полного оборота пильного диска пуансон попадает точно между зубьями. Это очень важно при пересечке зубьев изношенных пил для их повторного использования.

При пересечке на станке СПХ удаляются практически все изношенные зубья (рис. 4, a), поэтому для получения минимально возможного диаметра диска допустимы только две пересечки. Радиус пилы уменьшается на  $h_c = 3,4 \div 3,5$  мм при сохранении весьма высоких точности размеров зубьев и геометрических параметров. При пересечке на ро-

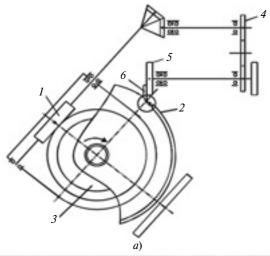




Рис. 3. Схема (а) и общий вид (б) ротационного пилонасекательного станка

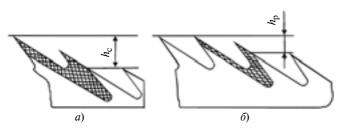


Рис. 4. Схемы пересечки пил на станке СПХ (a) и ротационном станке ( $\delta$ )

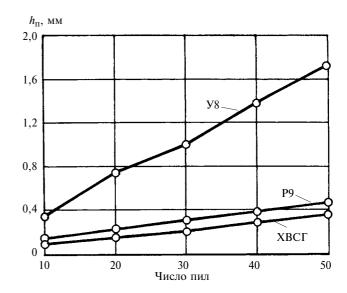


Рис. 5. Износ  $h_{\rm II}$  пуансонов, изготовленных из сталей У8, Р9 и ХВСГ

тационном станке удаляется только изношенная часть зубьев (рис. 4,  $\delta$ ), поэтому возможны три-четыре пересечки, что обеспечивает эффективное использование дисков (их экономию). Радиус уменьшается на  $h_{\rm D}=1,7\div1,9$  мм.

Быстроизнашивающимся инструментом станка является пуансон 4. Матрица изнашивается меньше и заменяется один или два раза в год. До 1990 г. использовали пуансоны из быстрорежущей инструментальной стали Р9 с большим содержанием дефицитного и дорогого вольфрама. Поэтому на хлопкоочистительных заводах чаще используют пуансоны из случайных материалов с неизвестной термообработкой, стойкость которых обеспечивает получение от 5 до 10 пил до переточки пуансона, тогда как сталь Р9 обеспечивает получение около 100 пил.

Предварительные испытания на станке СПХ показали, что при скорости 0,6 м/с стойкость пуансона из стали P9 в 3 раза выше, чем пуансона из углеродистой инструментальной стали Y8 (рис. 5). Стойкость пуансона из стали  $XBC\Gamma$ , содержащей всего  $0,6\div0,7$  % V, оказалась выше, чем из стали P9, содержащей 9 % V (см. рис. 5). Причем термообработка обеспечивала твердость и той и другой стали, равную 61 HRC.

Эти данные позволяют подобрать материалы для пуансонов, близкие по стойкости к стали Р9, но более доступные и дешевые. Выбор материалов для пуансонов, работающих на ротационном станке на высоких скоростях, еще актуальнее.

В связи с этим для дальнейших исследований работоспособности пуансонов при высоких скоростях насечки зубьев были выбраны стали ШХ15, 65Г, У8, У12А и ХВСГ как наиболее эффективные и доступные для использования в производственных условиях [5].

#### Цикл статей "Проблемы теории механической обработки"

УДК 621.9.04.001.24

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: mt13@bmstu.ru

# Теоретическое обеспечение технологической механики. 8. Плоская задача теории пластичности. Часть 1\*

Когда ученый говорит вам: "Это конец; больше ничего добавить нельзя", то это уже не ученый. Лоуренс Гулд

Рассмотрены проблемы решения плоских задач пластической деформации методами прикладной теории пластичности. Изложены новые решения задач плоской осадки прямоугольной полосы и вдавливания в полупространство.

Ключевые слова: напряжения, плоская деформация, осадка, вдавливание.

The problems of solution of plane stress plastic deformation problems by methods of applied theory of plasticity are considered. The new solutions of problem of plane shortening of a rectangular strap and indentation into semis pace are presented.

**Keywords:** stresses, plain strain, shortening, indentation.

В работе [1] была изложена полная система уравнений теории пластического течения в объемном (трехмерном) случае. Теперь рассмотрим особенности построения системы уравнений применительно к плоским задачам.

Как справедливо указал Критик, плоские задачи для идеального жестко-пластического материала давно известны. Тем не менее и эти задачи корректно реша-

\* Продолжение цикла. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1÷11 за 2013 г., продолжение — № 1 за 2014 г.

ются совсем не так просто, как это кажется никогда их не решавшим. Более того, теория обработки металлов давлением (ОМД) содержит мало сведений о корректном решении плоских задач и даже в академической теории не представлена полная методика их решения, хотя, конечно, плоская задача теории пластичности изучена несравненно лучше, чем осесимметричная. Но и в ней есть свои "подводные камни", которые целесообразно внимательно рассмотреть.

Напомним, что *плоской зада*чей теории пластичности называется двумерная задача о деформации тела, в которой все компоненты напряженного состояния не зависят от одной и той же координаты, причем в отличие от осесимметричной задачи или скорость деформации, или напряжение в направлении этой координаты равны нулю. В соответствии с последним плоская задача подразделяется на задачи о плоском деформированном и плоском напряженном состояниях. Если рассматриваемая плоскость совпадает с декартовыми осями х и z, то при плоской деформации  $\xi_{v} = 0$ , а при плоском напряженном состоянии  $\sigma_{v} = 0$ . При этом в обеих задачах  $\eta_{xy} = \eta_{yz} = 0$ ,  $\tau_{xy} = \tau_{yz} = 0$ .

По числу практических приложений, особенно в области ОМД, задача о плоском деформированном состоянии имеет большее значение и лучше изучена, чем задача о плоском напряженном состоянии.

В связи с этим приведем выдержку из книги [2, с. 210, 211] (здесь и далее выделение курсивом в цитатах сделано их авторами): "Формально задача о плоском напряженном состоянии весьма сходна с задачей о плоской деформации. При соответствующих граничных условиях распределение напряжений может быть "статически определимым". Однако эта аналогия чисто формальная и почти не имеет практического значения. На деле задача о плоском напря-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 57)

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Максудов И. Т., Нуралиев А. Н.** Справочник по первичной обработке хлопка. Ташкент: Мехнат, 1995. 395 с.
- 2. **А. с. 669410 СССР:** МКИ В23. Станок для насечки дисковых пил.
- 3. **Пат. IAP 03046 Республики Узбекистан:** Станок для насекания зубьев дисковых пил. ДПИ 3.
- 4. **Тютин П. Н.** Исследование и создание комплекса технических средств восстановления отработанных джинных и линтерных пил / Отчет о НИР. Ташкент, 2003. 39 с.
- 5. Махкамов Р. Г., Мадрахимов Д. У., Лямин А. В. Исследование процесса износа пуансона на пилонасекательных станках / Докл. на Республиканской науч. практ. конф. "Узбекистонда пахта тозалаш ва енгил саноатни инновациялар асосида ривожлантиришнинг долзарб масалалари". Ташкент, 2012. 12—14 с.

женном состоянии в общей постановке была исследована далеко не в такой степени, как задача о плоской деформации, и в этой области осталось еще много нерешенных вопросов. Математическое исследование задачи о плоском деформированном состоянии основано на следующих двух фактах: а) независимо от того, какое условие текучести применяется — условие Треска или условие Мизеса, уравнения для напряжений, так же как и уравнения для скоростей, будут гиперболического типа во всей пластической области и б) эти две группы уравнений имеют одни и те же характеристики. Но в случае плоского напряженного состояния условия текучести Треска и Мизеса уже не совпадают. Если применять условие текучести Треска и пользоваться при этом уравнениями Леви-Мизеса, то уравнения для напряжений могут быть гиперболическими в одной части пластической области и параболическими — в другой (напомним читателям, что гиперболические уравнения имеют два семейства действительных характеристик, а параболические только одну действительную характеристику); кроме того, характеристики уравнений для скоростей будут отличаться от характеристик уравнений для напряжений. Если же применять условие текучести Мизеса и при этом пользоваться уравнениями Леви-Мизеса, то уравнения как для напряжений, так и для скоростей будут иметь одни и те же характеристики, но в этом случае уравнения могут быть не только гиперболическими, но также и параболическими или эллиптическими (напомним читателям, что эллиптические уравнения вообще не имеют действительных характеристик, а могут иметь лишь комплексные). В обоих случаях решение краевых задач весьма осложняется тем, что заранее не известны границы областей, в которых основные уравнения принадлежат к различным аналити-

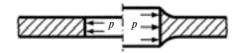


Рис. 1. Схема расширения круглого отверстия в бесконечной пластине под действием внутреннего давления *p* 

ческим типам. То обстоятельство, что уравнения для напряжений могут и не быть гиперболическими во всей пластической области, осталось совершенно не замеченным в некоторых современных исследованиях. Мизес сделал попытку преодолеть эту трудность, введя новое "параболическое" условие текучести. Однако Ходж показал, что эта, казалось бы, обоснованная приближенная замена условия текучести другим может привести к неправильным результатам. Положение становится еще более трудным, если рассматривать задачу о скоростях. Тэйлор при изучении расширения круглого отверстия в бесконечной пластинке под действием внутреннего давления (рис. 1, слева от оси) показал, что пластическое течение весьма быстро приводит к неравномерной толщине пластинки (рис. 1, справа от оси) и, следовательно, задача дальше не может считаться задачей о плоском напряженном состоянии. Для исследования таких задач необходимо усреднять напряжения по толщине пластинки; при этом толщина пластинки будет дополнительной неизвестной. Так как толшина пластинки зависит от процесса течения и входит в уравнения равновесия, то поле напряжений и поле скоростей уже нельзя рассматривать порознь, как это делается в случае статически определимых задач о плоской деформации".

Далее сосредоточим все внимание на задаче о плоском деформированном состоянии.

При рассмотрении задачи плоской деформации в декартовой системе координат x, y, z (где ось y перпендикулярна плоскости чертежа) полная система уравне-

ний теории пластичности включает в себя:

уравнения равновесия

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0, & (1) \end{cases}$$

$$\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = 0; \qquad (2)$$

систему уравнений Леви—Мизеса, связывающих напряжения и скорости деформаций:

$$\sigma_{x} = \sigma + \frac{2}{3} \frac{\sigma_{i}}{\xi_{i}} \xi_{x}; \qquad (3)$$

$$\sigma_z = \sigma + \frac{2\sigma_i}{3\xi_i}\xi_z; \qquad (4)$$

$$\tau_{xz} = \frac{1}{3} \frac{\sigma_i}{\xi_i} \eta_{xz}; \tag{5}$$

интенсивность скоростей деформаций

$$\xi_i = \frac{1}{\sqrt{3}} \sqrt{4\xi_z^2 + \eta_{xz}^2};$$
 (6)

условие несжимаемости (условие постоянства объема)

$$\xi_x + \xi_z = 0; \tag{7}$$

кинематические уравнения

$$\xi_x = \frac{\partial v_x}{\partial x}; \tag{8}$$

$$\begin{cases} \xi_z = \frac{\partial v_z}{\partial z}; \end{cases} \tag{9}$$

$$\eta_{zx} = \frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z}.$$
 (10)

Таким образом, в случае плоской деформации задача идеальной пластичности включает 10 уравнений, в которые входят 10 неизвестных величин: нормальные и касательное напряжения  $\sigma_x$ ,  $\sigma_z$ ,  $\tau_{xz}$ , среднее нормальное напряжение (гидростатическое давление)  $\sigma$ , скорости  $\xi_x$ ,  $\xi_z$  линейных деформаций, скорость  $\eta_{xz}$  угловой деформации, интенсивность  $\xi_i$  скоростей деформаций, скорости  $v_x$ ,  $v_z$  перемещения материальных точек среды (скорости течения). В принципе, из

полной системы уравнений можно исключить скорости  $\xi_x$ ,  $\xi_z$ ,  $\eta_{xz}$ , деформаций подставив вместо них в выражения (3)—(7) равенства (8)—(10). В этом случае задача сведется к решению семи дифференциальных уравнений в частных производных относительно семи неизвестных. Система уравнений будет более громоздкой, но ее решение от формального уменьшения числа неизвестных легче не станет.

В полную систему уравнений плоской задачи снова не входят ни известное выражение для гидростатического давления

$$\sigma = \sigma_y = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2}, \quad (11)$$

ни условие пластичности Губера—Мизеса

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{3}}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_z)^2 + 4\tau_{xz}^2} =$$

$$= \sigma_s. \tag{12}$$

Так же как в статье [1], можно легко показать, что при использовании уравнений Леви—Мизеса (3)—(5) равенства (11) и (12) удовлетворяются автоматически.

Поскольку в связи с традиционным использованием для решения плоских задач метода характеристик или линий скольжения практически ни в одной публикации на данную тему выражение для интенсивности  $\xi_i$  скоростей деформаций при плоской деформации не приводится, укажем, что автор получил изящную запись (6) из известного общего выражения  $\xi_i$  для объемной задачи [1] с учетом равенства (7).

Итак, система определяющих уравнений при плоской деформации получает сравнительно простой вид. Однако ее корректное решение вовсе не является таким уж простым, как это представляется неосведомленным людям.

Вот что пишет по этому поводу Л. М. Качанов [3, с. 132, 133]: "В теории упругости приведенные условия достаточны, как известно, для формулировки про-

блемы плоской деформации. Следует рассматривать, по сути дела, упруго-пластическую задачу, однако ее решение связано с огромными трудностями. В теории пластичности необходимы дополнительные упрощения, так как иначе невозможно получить приемлемую математическую формулировку вопроса. В дальнейшем используется схема жестко-пластического тела. Эта концепция вносит погрешность, которую трудно оценить. Однако скольконибудь последовательный анализ плоской задачи затруднителен, если отказаться от схемы жесткопластического тела, которая позволяет одновременно рассматривать поле напряжений и поле смещений, связывая последнее со смещением жестких областей. Тем самым строится в известном смысле и приближенное решение упруго-пластических задач. Погрешность зависит, разумеется, от типа рассматриваемых задач. В технологических задачах, где происходят большие пластические деформации в определенных частях тела, использование концепции жестко-пластического тела вряд ли может оспариваться. Для оценки погрешности желательно накопление экспериментальных данных. Опыты, выполненные в последнее время, хорошо подтверждают многие выводы, сделанные на основе схемы жестко-пластического тела".

Для упрощения решения уравнения равновесия (1) и (2) дополняют условием пластичности (12) в результате чего получают систему:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{x}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0; \\ \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{z}}{\partial z} = 0; \\ \sqrt{(\sigma_{x} - \sigma_{z})^{2} + 4\tau_{xz}^{2}} = \frac{2}{\sqrt{3}}\sigma_{s}, \end{cases}$$
(13)

в которой число уравнений равно числу неизвестных напряжений  $\sigma_{x}$ ,  $\sigma_{z}$ ,  $\tau_{xz}$  (эта система и лежит в

основе математического метода характеристик, нашедшего наглядное воплощение в теории ОМД в виде графического метода линий скольжения).

Впервые эту систему уравнений предложил в 1920 г. Л. Прандтль, затем Г. Генки в 1923 г. ввел применительно к данной системе термин "статически определимая", который Р. Хилл справедливо счел не вполне удачным и приводящим к путанице, существующей в задаче о плоской деформации, где в соответствии с этим термином якобы независимо от граничных условий имеется столько же уравнений, содержащих только напряжения, сколько и неизвестных напряжений [4, с. 158, 159].

Дадим некоторые пояснения.

Во-первых, укажем, что термин "статически определимая" достаточно условен, поскольку статических уравнений в системе (13) только два и для решения задачи приходится привлекать еще и физическое уравнение (уравнение состояния) — условие пластичности. Напомним, что строго по-научному статически определимой задачей называется такая, в которой для определения всех неизвестных силовых факторов достаточно уравнений статики.

Во-вторых, в соответствии с системой уравнений (13) кинематические уравнения (3)—(10) для решения задачи вообще неважны. Но когда задачу решают только путем определения статически возможной системы напряжений с помощью, например, решения системы (13) с соответствующими допущениями или путем построения подходящей сетки линий скольжения, а потом начинают анализировать соответствующую данным напряжениям кинематику (что на первых порах не делалось и в теории пластичности, а в теории ОМД крайне редко делается и до сих пор), то в большинстве случаев оказывается, что выполненное статическое решение некорректно: при найденном поле напряжений либо нарушаются фундаментальные положения механики деформируемого твердого тела (имеется нарушение сплошности или получена отрицательная мощность пластической деформации), либо возникает явное противоречие имеющимся кинематическим граничным условиям задачи, либо и то и другое одновременно. Эти нарушения будут далее наглядно показаны при анализе некоторых решений конкретных задач.

В-третьих, при решении плоских задач часто для одних напряжений имеется меньше, чем необходимо граничных условий, но зато достаточно граничных условий, относящихся к скоростям; в этом случае решение для напряжений и скоростей необходимо проводить совместно. Таким образом, в большинстве случаев плоские задачи на самом деле являются статически неопределимыми [2, с. 169; 3, с. 213, 223; 4, с. 158; 5, с. 201; 6, с. 348].

Непонимание этого привело "к неудачам многих авторов, которые при решении специальных задач имели своим результатом большое число неудовлетворительных работ. Вообще, мы с помощью процесса повторных попыток должны построить поле линий скольжения, сперва выбирая поле, которое удовлетворяет условиям для напряжений, затем исследуя, будет ли оно совместно с условиями для скоростей. Если все совместно, то мы нашли возможное установившееся состояние. К сожалению, большинство авторов пренебрегает этим, и можно показать, что поля линий скольжения, предложенные Соколовским, Шевченко, Итерсоном, Зибелем, Каррьером, Ансоффом являются некорректными" [4, c. 159, 192—194].

Аналогично пишет и Прагер [2, с. 366]: "Работы Хилла и Ли отличаются от предшествовавших исследований Соколовского и Итерсона в том отношении, что они лучше уясняют взаимную связь между статическими и кинематическими краевыми условиями. В более старой литературе

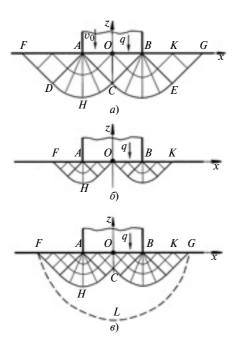


Рис. 2. Схемы Прандтля (a), Хилла (б) и Прагера—Ходжа (в) вдавливания пуансона с плоским торцом в полупространство при отсутствии контактного трения

авторы уделяли чересчур много внимания построению статически определимых полей напряжений, исходя из соответствующих краевых условий для напряжений. Однако большинство практических задач связано со статическими и кинематическими условиями, поэтому определение напряжений нельзя отделить от определения скоростей".

На это же обращает внимание и Л. М. Качанов [3, с. 213]: "В большинстве технологических задач встречаются контактные граничные условия. Угадать распределение давления на линиях контакта, как правило, трудно. Это можно сделать лишь в простейших случаях (в частности, когда линии контакта с инструментом — прямые). Вообще же необходимо совместное рассмотрение уравнений для напряжений и скоростей".

Рассмотрим несколько конкретных примеров классических решений задач о плоской деформации, начав со схем, широко представленных даже в учебной литературе [7, с. 201, рис. 6.15; с. 203, рис. 6.16, 6.18].

В 1920 г. Л. Прандтль построил поле линий скольжения для случая вдавливания пуансона с плоским торцом в полупространство при отсутствии контактного трения (рис. 2, а). В соответствии с этим решением на поверхность без трения линии скольжения выходят под углом в 45°, а граница между пластической и расположенной ниже жесткой областью определяется линией *FDHCEG*, которая является огибающей одного семейства линий скольжения. Очевидно, что эта граница является линией разрыва, поскольку выше нее металл течет, а ниже — находится в неподвижном состоянии. Следовательно, касательные напряжения, действующие со стороны жесткой области на эту границу, будут предельными. В полном соответствии с этим все линии другого семейства линий скольжения выходят на эту границу под углом 90°, т. е. построенная сетка является полностью корректной. Формально оказывается полностью корректным и годограф скоростей, определяющий их величины и направления пластического течения для данной задачи. При этом получается, что вся центральная зона АВС движется вниз с постоянной скоростью, равной скорости  $v_0$  движения пуансона, т. е. представляет собой застойную зону, фактически являющуюся продолжением пуансона. На границах AC и BC имеет место разрыв касательных составляющих скоростей течения [3, с. 193; 8, с. 193].

В 1950 г. Р. Хилл показал, что решение Прандтля не является единственным, и предложил поле линий скольжения, изображенное на рис. 2,  $\delta$ . А в 1956 г. В. Прагер и Ф. Ходж показали, что можно построить решение, являющееся комбинацией решений Прандтля и Хилла (рис. 2,  $\delta$ ).

Сетки Хилла и Прагера—Ходжа также полностью удовлетворяют всем требованиям, налагаемым на построение полей линий скольжения. Поскольку угол  $\phi_{K0}$  поворота при движении вдоль

линии скольжения от точки K до точки 0 не меняется и во всех трех случаях равен  $\pi/2$ , то значение удельной силы вдавливания будет одним и тем же для всех трех типов сетки.

Если построить поля скоростей (годографы), то они будут различны. Однако все сетки будут удовлетворять кинематическим условиям задачи.

Таким образом, получены три разных точных решения одной и той же задачи. Следовательно, при использовании модели идеального жестко-пластического материала точное решение не единственно.

В 1980 г. автором данной статьи был предложен общий принцип определения формы и размеров застойных зон, состоящий из двух положений: 1) застойная зона будет возникать лишь в том случае, если при ее наличии потребная сила пластического деформирования будет меньше, чем при ее отсутствии; 2) при соблюдении первого условия геометрия застойной зоны определяется геометрией контактной поверхности гипотетического инструмента, при которой сила пластического деформирования с предельным трением на гипотетической контактной поверхности  $(\mu = 0.5)$  будет минимальна относительно силы деформирования инструментом заданной формы с непредельным трением на его контактной поверхности, характеризуемым заданным коэффициентом и трения. Таким образом, данный принцип имеет энергетическую основу. Поясним его на конкретном примере исследования образования застойной зоны при обратном выдавливании цилиндрических стаканов пуансоном с плоским торцом (рис. 3) (аналитическое решение данной задачи было опубликовано в работах [9; 10, с. 253—256]). Так как застойную зону можно рассматривать как продолжение пуансона, то можно считать, что при ее наличии выдавливание выполняется сферическим пуансоном с

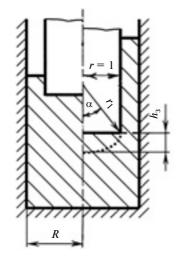


Рис. 3. Схема образования застойной зоны под плоским торцом пуансона при выдавливании цилиндрического стакана

предельным трением ( $\mu = 0.5$ ) по торцу. Поэтому для решения задачи сначала требуется разработать теорию напряженного состояния при выдавливании сферическим пуансоном произвольного радиуса  $r_1$ , определяемого углом  $\alpha$  ( $r_1 = 1/\sin \alpha$ ), и найти общую формулу силы выдавливания, которая при  $\alpha = 0$  переходит в формулу силы выдавливания пуансоном с плоским торцом. Найдя с помощью выведенной формулы для предельного значения коэффициента трения  $\mu = 0.5$ и относительного радиуса R матрицы угол α, определяющий сферический торец, при котором сила выдавливания будет минимальной, следует сравнить последнюю с силой, найденной по той же формуле для пуансона с плоским торцом при том же значении R и конкретном значении  $\mu$ . Если сила при плоском торце будет меньше, чем при сферическом, то это в соответствии с принципом наименьшей энергии означает, что застойная зона не образуется, а если больше, то образуется застойная зона с относительным размером

$$h_3 = \frac{\sin \alpha}{1 + \cos \alpha},\tag{14}$$

определяемая вышеупомянутым углом  $\alpha$ .

В результате выполненного решения была получена зависимость высоты  $h_3$  застойной зоны от  $\mu$  и R, которая совпала с результатами экспериментального определения размеров застойной зоны в работах [11—14]. В частности было подтверждено, что при увеличении R высота  $h_3$  также увеличивается и при R > 2 и  $\mu > 0$  имеем  $h_3 \to 1$ , т. е. застойная зона приобретает форму полусферы.

Апологеты метода линий скольжения никогда не делают энергетических сопоставлений решений с предельным трением для гипотетического инструмента и решений с заданным трением для инструмента заданной формы, поскольку существует мнение, что метод линий скольжения и без этого позволяет обоснованно находить форму очага пластической деформации, а также анализировать локальные явления типа образования застойных зон [15, с. 106; 16]. Однако следует обратить внимание и на то, что в методе линий скольжения наличие и размеры застойной зоны, а также размеры очага деформации определяются не с энергетических позиций, а лишь возможностью правильного построения сетки линий скольжения: если, например, мы не можем провести корректно эти линии к поверхности инструмента, то вводим там застойную зону требуемой формы. В результате для одной и той же задачи в решении Прандтля (см. рис. 2, а) застойная зона имеет размеры и форму, определяемые зоной треугольной формы (АВС), в решении Хилла (см. рис. 2, б) имеются уже две раздельные значительно меньшие треугольные застойные зоны на участках ОА и ОВ, а в решении Прагера—Ходжа (см. рис. 2, е) застойная зона имеет очертания АВС с центральной вогнутостью.

При этом важно то, что ширина зоны образования наплыва, определяемая отрезком AF, и высота очага пластической деформа-

ции, определяемая отрезком *АН*, в трех схемах будут существенно различаться (в решении Хилла, например, они будут в 2 раза меньше, чем в решении Прандтля).

Теоретически отдать предпочтение ни одной схеме нельзя. Поэтому в качестве критерия предпочтения используют экспериментальные данные. Так как эксперименты показывают, что при развитой упругой деформации пластическая деформация зарождается вблизи точек *А* и *В* и лишь затем постепенно распространяется к центру пуансона, то наиболее удачной, как правило, считают сетку Хилла (см. рис. 2, 6) [2, с. 221; 3, с. 194].

При этом Хилл [4, с. 292] и Джонсон [6, с. 445] указывают, что решение Прандтля имеет большой практический интерес в случае вдавливания достаточно шероховатого пуансона. В этом утверждении интересно то, что и при полном отсутствии трения (решение Хилла), и при предельном трении (решение Прандтля) силы вдавливания пуансона с плоским торцом будут одинаковыми

Все три рассмотренных решения, по мнению автора, имеют одну абсурдную особенность, которую никто никогда не упоминает (см., например, книги [2–8, 15, 17]). Она заключается в физической невозможности движения пуансона вниз. Особенно очевидно это проявляется в "наиболее удачной" схеме Хилла (см. рис. 2, б), в которой жесткая поверхность пуансона в точке О непосредственно упирается в жесткую недеформируемую область заготовки. Хотя в схемах Прандтля (см. рис. 2, a) и Прагера—Ходжа (см. рис. 2, в) это менее заметно, но и они в данном случае ничуть не лучше: в этих схемах в жесткую недеформируемую область упираются жесткие недеформируемые застойные зоны АВС, являющиеся фактически продолжением жесткого инструмента.



Рис. 4. Схема, предложенная Джонсоном для пояснения процесса вдавливания, показанного на рис. 2, *a* 

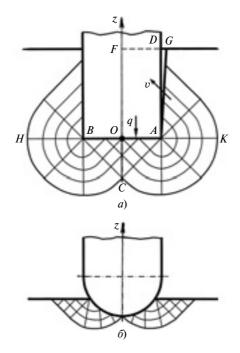


Рис. 5. Виды сетки линий скольжения при глубоком внедрении в полупространство пуансона с плоским (a) и цилиндрическим (b) торцом

Вероятно, имея в виду этот недостаток решения Прандтля, А. А. Ильюшин пишет о нем [18, с. 334]: "Построенное решение кажется несколько искусственным и ничего не говорит о распределении напряжений ниже линии *FDHCEG*".

Видимо, не желая заострять внимание на абсурде, Прагер дает такое оригинальное пояснение [2, с. 220] (см. рис. 2,  $\theta$ ): "Согласно этому полю скоростей, пластическое течение будет ограничено областью FHCG. Это не значит, однако, что материал ниже линии FHCG находится в жестком состоянии, а выше этой линии — в состоянии пластического течения. Граница между жест-

кой и пластической областями имеет, вероятно, вид кривой *FLG*. Если это так, то материал между *FHCG* и *FLG* хотя и находится в пластическом состоянии, но остается в покое при начальном пластическом течении". Понять, как может находиться в пластическом состоянии покоящийся материал, т. е. материал с нулевыми скоростями пластического течения, просто невозможно. Здесь имеет место псевдонаучное прикрытие абсурда, который Прагер, видимо, прекрасно понимал.

Еще более оригинальную схему для "понимания процесса" придумал Джонсон [6, с. 445, рис. 14.24,  $\partial$ ], по мнению которого "деформирование, показанное на рис. 2, a, можно легко представить, если предположить, что пуансон движется в заполненном контейнере (рис. 4), и после его внедрения будут выдавливаться полосы". Однако такое легкое представление более всего похоже на игру с формальной математикой. Найти что-то общее, кроме сетки линий скольжения, у надуманной схемы на рис. 4 с рассматриваемым вдавливанием (см. рис. 2) вряд ли возможно.

Рассмотренные решения описывают момент начала внедрения пуансона в тело заготовки. По мере внедрения пуансона сила вдавливания будет меняться. Согласно теории линий скольжения определенного момента сетка перестанет выходить на верхнюю горизонтальную поверхность и примет вид, показанный на рис. 5, а [7, с. 303, рис. 7.40; 15, с. 114, рис. 62]. В работе [15] А. Д. Томленов утверждает, что в связи с неизменностью сетки линий скольжения при дальнейшем внедрении сила вдавливания также перестанет изменяться.

На самом же деле в схеме на рис. 5, *а* один абсурд дополнен еще одним. Во-первых, по-прежнему жесткая застойная зона *АВС* упирается в расположенную ниже жесткую область заготовки. Во-вторых, если линии скольже-

ния уже не выходят на поверхность, то куда же тогда девается выдавливаемый материал? Видимо, для некоторого смягчения этой ситуации А. Д. Томленов, показал (см. рис. 5) небольшой клиновой зазор справа от оси симметрии, что не устраняет абсурда, однако вызывает новые вопросы: 1) как вообще этот зазор мог появиться, если выдавливаемый металл не только не стремится отойти от боковой поверхности пуансона, но, наоборот, в соответствии с годографом будет стремиться заполнить любой зазор, если бы он был сделан заранее; 2) очевидно, что металл, вытесненный при внедрении пуансона из пространства *OADF*, никак не сможет разместиться в клиновом зазоре *ADG*.

Поэтому известные исследования [14, с. 250, рис. 46; 19, с. 329] показывают некоторое увеличение силы и при значительном внедрении пуансона вследствие вовлечения все большего объема металла в процесс пластической деформации (если только это увеличение не компенсируется возрастающим температурным эффектом деформации [10, с. 95—97; 20]).

Также следует указать, что не всегда построение сетки линий скольжения, полностью соответствующей всем статическим требованиям и имеющей годограф, удовлетворяющий кинематическим граничным условиям, гарантирует получение корректного решения. Помимо перечисленных требований корректная сетка должна удовлетворять еще и требованию положительности удельной мощности (энергии) пластической деформации. Это требование можно также выразить следующим образом: в любой точке сетки касательные напряжения  $\tau_{\chi\chi}$ и соответствующие им скорости η угловых деформаций должны иметь одинаковые знаки, что прямо вытекает из уравнения (5), однако далеко не всегда выполняется в решениях, полученных методом линий скольжения.

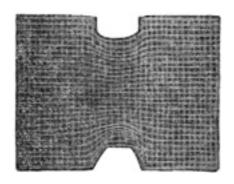


Рис. 6. Экспериментальное искажение делительной сетки при вдавливании в полупространство пуансонов с торцами разной формы [19]

На рис. 5,  $\delta$  показана сетка линий скольжения для внедрения пуансона с цилиндрическим торцом, которая удовлетворяет имеющимся статическим граничным условиям. Сетка строится подобно рассмотренным выше сеткам при внедрении плоского пуансона и выходит на закругленную поверхность под углом 45°. Очевидно, что в этом случае угол поворота линий скольжения не одинаков для различных точек контакта, т. е. напряжения на поверхности закругленного пуансона переменны. Эту сетку в 1940 г. построил В. В. Соколовский [5, с. 272, рис. 147]. Если для данной сетки построить годограф скоростей, то он будет удовлетворять кинематическим условиям задачи. Несмотря на это решение задачи не является корректным, что впервые заметил в 1950 г. сотрудник Р. Хилла, английский ученый Е. Ли. Дело в том, что касательные напряжения и соответствующие им скорости угловых деформаций имеют разные знаки, что подробно показано в работах [5, с. 274; 17, с. 105]. Таким образом, отдельное решение для напряжений оказывается несовместимым с последующим решением для скоростей (заметим, что до настоящего времени никто не смог построить корректное решение для пуансонов с выпуклым торцом). Кроме того, в сетке на рис. 5,  $\delta$  также заключена абсурдность — невозможность движения вниз из-за упора пуансона в жесткую часть заготовки. Как по-казывают эксперименты (рис. 6), при вдавливании пуансона с любой формой торца реальная граница очага пластической деформации не только не подходит вплотную к поверхности пуансона, как на рис. 5,  $\delta$ , но и удалена от его торца вдоль оси симметрии на значительное расстояние, превышающее диаметр пуансона [19, с. 325, рис. 158,  $\epsilon$ ; 14, с. 242, эмпирическая зависимость (11.48)].

Абсурдная сетка линий скольжения, подобная показанной на рис. 5, а, построена А. Д. Томленовым и для глубокого внедрения пуансона с цилиндрическим торцом [15, с. 115, рис. 64]. Для конкретного представления можно заменить участок сетки НКС на рис. 5, a на сетку, показанную на рис. 5, б. Такие решения являются наглядными примерами формальных теоретических построений без обдумывания их физического смысла (как заметил по этому поводу Р. Хилл, "молчаливо предполагается, что основные уравнения вполне соответствуют действительному физическому поведению" [4, с. 192]). Решения, полученные методом линий скольжения для пуансона как с плоским, так и с цилиндрическим торцом, А. Д. Томленов считает справедливыми и для процесса осесимметричной открытой прошивки [15, с. 116, 190—191]. В связи с этим получается, что, например, для пуансона с плоским торцом после его внедрения якобы будет наблюдаться значительное увеличение силы (в 1,61 раза) до достижения глубины, равной диаметру (это связано с поворотом линий скольжения при переходе от схемы, приведенной на рис. 2, а к схеме на рис. 5, а). Однако эксперименты показывают [20; 21, с. 101, рис. 82], что после выборки машинных зазоров и окончания стадии упругой деформации сила прошивки заготовки с большим поперечным размером остается практически постоянной в процессе деформирования до появления эффекта дна, который здесь не рассматриваем.

Заметим, что и многие другие предложенные в книге [15] формальные решения методом линий скольжения в отрыве от поля скоростей — некорректны. Исходя из этого, Джонсон дал такую оценку возможностей теории линий скольжения [6, с. 345]: "Несмотря на эти допущения и упрощения, теория очень полезна. Однако важно помнить пределы ее применимости и не ожидать слишком хорошей согласованности между экспериментальными и теоретическими данными".

В противовес этому в работе [16] делается такой вывод: "При современном развитии вычислительной техники метод линий скольжения, отражающий сдвиговый физический механизм пластической деформации и основанный на решении полной системы дифференциальных уравнений для напряжений и скоростей перемещений, представляется перспективным для моделирования стационарных и нестационарных процессов пластического течения". Это вызывает большие сомнения ввиду наблюдаемого сегодня отсутствия энтузиастов численных применений метода линий скольжения. С учетом широчайшего распространения современных программ МКЭ с ними могут успешно конкурировать только достаточно простые расчетные формулы, полученные в явном алгебраическом виде, т. е. формулы, для практического применения которых достаточно элементарных вычислительных средств (например, калькуляторов) или простых вычислительных сред типа Excel или Mathcad. А при любой необходимости численных решений систем дифференциальных уравнений современный специалист в области ОМД без колебаний отдает предпочтение имеющемуся у него стандартно-

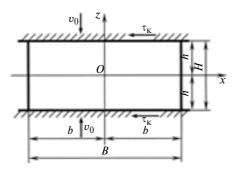


Рис. 7. Расчетная схема осадки длинной полосы прямоугольного сечения

му пакету программ МКЭ. Поэтому в настоящее время среди специалистов по ОМД фактически пропал интерес к численным методам конечных разностей, характеристик, функций тока, конформных отображений, а также к вариационным энергетическим методам, например представленным в книге [19].

Далее на примере общеизвестной задачи Прандтля об осадке длинной прямоугольной полосы (рис. 7) рассмотрим недостатки чисто аналитического классического решения наиболее известной задачи плоской деформации.

Решая в 1923 г. эту задачу, Прандтль сделал ту же методическую ошибку, которую в дальнейшем допускало подавляющее большинство "строителей" полей линий скольжения: он свел задачу к "статически определимой" и решал ее с помощью системы уравнений (13) в отрыве от поля скоростей. Прандтль был хорошим математиком и понимал, что решить в явном замкнутом виде даже простую на вид систему (13) вовсе не так просто, как это представляется людям, нико-

гда не решавшим самостоятельно систем дифференциальных уравнений в частных производных. Поэтому он сразу ввел на поверхности контакта закон постоянной силы трения и принял для упрощения существенное допущение о том, что касательное напряжение  $\tau_{xz}$  внутри объема тела от координаты x вообще не зависит, т. е.  $\tau_{xz} = f(z)$ . В результате общеизвестного решения (см., например, [7, с. 232—234]) Прандтль нашел, что

$$\tau_{XZ} = -\tau_{K} Z/h. \tag{15}$$

В учебнике [7, с. 234] указано, что решение Прандтля неудовлетворительно на краю полосы (т. е. при x = b), поскольку оно свидетельствует о наличии на свободной боковой поверхности касательных напряжений  $\tau_{xz}$  и нормальных напряжений  $\sigma_x$ , чего в действительности быть не может. Как уже разъяснялось ранее, на самом деле эти "недостатки" являются неизбежным следствием принятого в классической механике закона парности касательных напряжений [20], т. е. они не являются неудачей Прандтля.

Тем не менее, пытаясь сгладить эти недостатки, Прандтль наметил улучшение своего решения методом линий скольжения, введя допущение о наличии на краю полосы жесткого (недеформированного, как он писал) треугольника *АВС* (рис. 8, *a*), от которого и следует вести построение сетки линий скольжения [21, с. 110, 111]. Конечно, и введение этого треугольника не снимает обусловленного законом парности вопроса о том, куда денет-

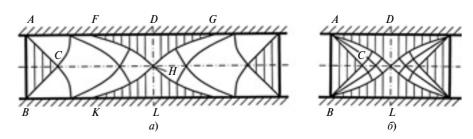


Рис. 8. Сетки линий скольжения, соответствующие точным решениям задач о плоской осадке широкой (a) и не широкой ( $\delta$ ) полос прямоугольного сечения

ся на перпендикулярной поверхности АВ касательное напряжение, если оно есть в точке A, принадлежащей контактной поверхности штамповой плиты. Последующее численное решение уточненной Прандтлем задачи, считающееся ее точным решением, получил В. В. Соколовский [5, с. 301—320]. В результате этого решения формально был устранен еще один недостаток решения Прандтля, заключающийся в том, что в соответствии с выражением (15) на оси симметрии (т. е. при x = 0) не выполняется очевидное статическое условие  $\tau_{xz} = 0$ . Как писал по этому поводу Л. М. Качанов [3, с. 199], "так как на оси симметрии касательные напряжения должны обратиться в нуль, следует полагать, что в средней части слоя имеется жесткая область и материал выдавливается по обе стороны от нее" (на рис. 8, a — заштрихованная область FDGH). Граница FHэтой области является циклоидой, которая выходит по касательной к поверхности штамповой плиты и под углом  $45^{\circ}$  — к оси симметрии, т. е. удовлетворяет предельному трению на контактной поверхности и равенству нулю касательных напряжений на оси симметрии.

Введение жестких областей позволяет построить сетку линий скольжения внутри пространства АҒНКВС без формальных противоречий. М. В. Сторожев неверно считал [7, с. 240], что предположение о наличии падения значений касательных напряжений на поверхности контакта при приближении к оси симметрии теоретически подтверждается методом линий скольжения. На самом деле линии скольжения внутрь жесткой области *FDGH* вообще не входят, так как там их нельзя провести без формальных противоречий. Поэтому линии скольжения внутри жесткой области *FDGH* ничего не подтверждают. Внутри этой области напряженное состояние остается неопределенным

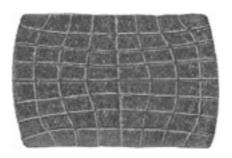


Рис. 9. Экспериментальное искажение делительной сетки и боковой поверхности при плоской осадке полосы прямоугольного сечения [19]

[3, с. 200; 4, с. 263; 6, с. 358; 8, с. 200], и можно вычислить лишь среднее интегральное значение силы, приходящейся на участок FG, но нельзя в рамках точного решения судить о распределении нормальных или касательных напряжений на этом участке.

Для относительно высоких заготовок точное решение, данное еще Прандтлем, представляется схемой поля скольжения, показанной на рис. 8,  $\delta$  [3, c. 205, рис. 139; 21, с. 110, рис. 4]. В процессе осадки эта схема превращается в схему, приведенную на рис. 8, a.

Интересно мнение Хилла [4, с. 269] относительно схем на рис. 8, a,  $\delta$ : "Область слева от AC, представляющая собой прямоугольный треугольник, подвержена чистому сжатию и перемещается наружу как жесткое целое. Поэтому решение продолжает сохранять свою силу в течение всего последующего сжатия, так что до некоторой степени удивительно, что нет бочкообразования. Поле линий скольжения для этой задачи было впервые дано (качественно) Прандтлем, однако он не знал, что связанное с ним решение для скорости таково, что плоские края остаются плоскими".

Однако еще более удивительно не отсутствие искажения боковой поверхности, противоречащее экспериментальным наблюдениям, а то, каким же образом вообще может происходить осадка в соответствии с точными ре-

шениями, т. е. как могут уменьшать свою длину линии AB и DL, целиком находящиеся в жестких недеформируемых областях (см. рис.  $8, a, \delta$ ). Точные академические решения порой бывают очень сложны для простого физического понимания, а вразумительных пояснений ученые не дают, ограничиваясь максимально возможным соблюдением математических формальностей. Эксперименты же показывают (рис. 9, заимствован из работы [19, с. 238, рис. 101]), что как боковые поверхности, так и линии координатной сетки везде имеют искривления, т. е. нет никаких жестких недеформируемых областей.

Обратим внимание на то, что о поле скоростей задачи Прандтля в учебнике [7] вообще ничего не говорится.

Как указывает Хилл, Прандтль не исследовал поле скоростей своей задачи. Скорости течения, соответствующие решению Прандтля, немного позднее получил его ученик Надаи [4, с. 268]. Для построения системы, определяющей кинематику по найденным Прандтлем напряжениям  $\sigma_x$ ,  $\sigma_z$ ,  $\tau_{xz}$ , Надаи использовал условие несжимаемости (7), которое с учетом выражений (8) и (9) записал в виле

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \tag{16}$$

и дополнил уравнением, получаемым из системы Леви—Мизеса (3)—(5) с учетом равенств (8)—(10):

$$\frac{\frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{\partial v_z}{\partial z}}{\frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x}} = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2\tau_{xz}}.$$
 (17)

В результате совместного решения уравнений (16) и (17) Надаи нашел скорости течения, соответствующие решению задачи Прандтля с произвольными контактными касательными напряжениями, определяемыми зависимостью  $\tau_{\kappa} = \beta \mu \sigma_{s}$ , где  $\mu$  — коэф-

фициент трения по напряжению  $\sigma_x$  текучести и для рассматриваемой плоской задачи коэффициент Лоде  $\beta = 2/\sqrt{3} = 1,155$ :

$$v_{x} = v_{0} \left[ \frac{\arcsin(2\mu)}{4\mu^{2}} + \frac{x - 2b}{h} + \frac{1}{2\mu} \sqrt{1 - 4\mu^{2}} - \frac{1}{\mu} \sqrt{1 - 4\mu^{2} \frac{z^{2}}{h^{2}}} \right];$$
 (18)

(19)

 $v_{\tau} = -v_0 z/h$ .

Из выражения (18) видно, что при x=0 скорость  $v_x \neq 0$ , т. е. на оси симметрии решение Прандтля не удовлетворяет условию сплошности и, следовательно, с точки зрения общих принципов механики сплошной среды является некорректным. Примечательно, что крупнейшие ученыемеханики, приводя формулы скоростей для задачи Прандтля, упоминают о том, что эти скорости удовлетворяют уравнениям (16) и (17), но умалчивают о том, что они не удовлетворяют условию сплошности [2, 3, 5, 8]. Только Хилл [4, с. 268] указывает на то, что вблизи оси симметрии они некорректны, причем "они несовместимы и с движением клина как жесткого тела" (тут имеется в виду рассмотренное выше академическое уточнение решения путем введения центральных жестких областей).

Но, несмотря на указанные недостатки, мы должны низко поклониться подлинно великому ученому Людвигу Прандтлю, который был настоящим первопроходцем. Именно Прандтль после Сен-Венана существенно продвинулся в области решения конкретных задач теории пластичности, впервые опубликовав решения более сложных, чем у Сен-Венана, рассмотренных выше двумерных задач, с которых и начался

мощный старт развития прикладной теории пластичности.

Сделанный краткий анализ состояния вопроса показывает, что корректное решение не только осесимметричных, но даже и плоских задач получить весьма сложно. Вот что пишут настоящие корифеи теории пластичности в противовес уничижительному мнению, распространенному среди тех, кто сам ничего нового в теорию не внес: "Следует заметить, что решение большинства задач, связанных с плоским пластическим течением, не так просто, как это может показаться" [2, с. 189]; "Точный метод последовательного приближения для плоских задач установившегося движения сформулировать невозможно; каждая новая задача обычно преподносит дополнительные особенности, и имеется еще много задач практического значения, для которых неизвестно даже качественное решение" [4, с. 193, 194]; "Даже при ограничении условием плоской деформации решение связано с большими трудностями" [8, с. 208].

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Воронцов А. Л.** Теоретическое обеспечение технологической механики. 6. Сопоставление теории пластичности с теорией обработки металлов давлением. Ч. 1 // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 64—69.
- 2. **Прагер В., Ходж Ф. Г.** Теория идеально пластических тел. М.: ИИЛ, 1956. 398 с.
- 3. **Качанов Л. М.** Основы теории пластичности. М.: Наука, 1969. 420 с.
- 4. **Хилл Р.** Математическая теория пластичности. М.: ГИТТЛ, 1956. 407 с.
- 5. **Соколовский В. В.** Теория пластичности. М.: Высшая школа, 1969. 608 с.
- 6. **Джонсон У., Меллор П.** Теория пластичности для инженеров. М.: Машиностроение, 1979. 567 с.

- 7. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.
- 8. **Малинин Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 400 с.
- 9. **Воронцов А. Л.** Анализ выдавливания полых изделий цилиндрическим пуансоном со сферическим торцом // Вестник машиностроения. 1999. № 11. С. 46—50.
- 10. **Воронцов А. Л.** Теория штамповки выдавливанием. М.: Машиностроение, 2004. 721 с.
- 11. **Кузнецов Д. П., Лясников А. В., Кудрявцев В. А.** Технология формообразования холодным выдавливанием полостей деталей пресс-форм и штампов. М.: Машиностроение. 1973. 112 с.
- 12. **Овчинников А. Г.** Основы теории штамповки выдавливанием на прессах. М.: Машиностроение, 1983. 200 с.
- 13. Ренне И. П., Подливаев Ю. В. Исследование технологических возможностей закрытой прошивки высокопрочных алюминиевых сплавов // Кузнечно-штамповочное производство. 1976. № 5. С. 7—9.
- 14. **Смирнов-Аляев Г. А.** Сопротивление материалов пластическому деформированию. Л.: Машиностроение, 1978. 368 с.
- 15. **Томленов А. Д.** Теория пластического деформирования металлов. М.: Металлургия, 1972. 408 с.
- 16. **Непершин Р. И.** Моделирование пластического течения методом линий скольжения // Кузнечноштамповочное производство. 2004.  $\mathbb{N}_2$  1. C. 3—11.
- 17. Степанский Л. Г. Расчеты процессов обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1979. 215 с.
- 18. **Ильюшин А. А.** Пластичность. М.-Л.: ГИТТЛ, 1948. 376 с.
- 19. **Теория** обработки металлов давлением / И. Я. Тарновский, А. А. Поздеев, О. А. Ганаго и др. М.: Металлургиздат, 1963. 672 с.
- 20. Воронцов А. Л. Теоретическое обеспечение технологической механики. 3. Необоснованность закона парности касательных напряжений // Вестник машиностроения. 2013. № 3. С. 48-53.
- 21. **Теория** пластичности / Сб. статей под ред. Ю. Н. Работнова. М.: ГИИЛ, 1948. 452 с.

#### Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 621.91.01

А. И. АФОНАСОВ, канд. техн. наук (Национальный исследовательский Томский политехнический университет), А. А. ЛАСУКОВ, канд. техн. наук (Юргинский технологический институт — филиал НИ ТПУ, г. Юрга), e-mail: lasukow@rambler.ru

### Процесс элементного стружкообразования при резании металлов

Рассматривается процесс образования элементной стружки при обработке труднообрабатываемых материалов. Представлены зависимости изменения геометрических параметров элементной стружки от режима обработки.

**Ключевые слова:** резание, элементная стружка, труднообрабатываемый материал, коэффициент сплошности, усадка, угол сдвига, шаг.

The process of discontinuous chip formation at machining of hard-to-machine materials is considered. The relationships of change in geometrical parameters of discontinuous chip from machining mode are presented.

**Keywords:** cutting, discontinuous chip, hard-to-machine material, continuity factor, contraction, shear angle, step.

Процесс обработки металлов резанием связан с образованием стружки. Известно, что тип стружки зависит от режима резания, геометрии инструмента, физико-механических свойств обрабатываемого материала. Имея представление о процессе стружкообразования, можно решать такие задачи, как снижение энергозатрат при обработке, повышение производительности и ресурса инструмента и др.

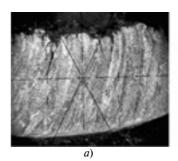
Стружкообразование изучали непосредственно визуальным наблюдением процессов резания и исследования микрошлифов стружек, получаемых при точении жаропрочных и титановых сплавов на разных режимах. Данные материалы отличаются высокими эксплуатационными свойствами, что обусловливает их широкое применение, однако их обработка вызывает определенные трудности [1].

Эксперименты показали, что в большинстве случаев стружка, получаемая при точении жаропрочных сплавов, похожа на сливную стружку. Однако исследование стружки микрофотографическим методом выявило наличие трещин, которые разделяют ее на элементы, не распространяясь на всю толщину стружки. При этом зона вторичной деформации в контактном слое стружки не имеет четкого разделения с зоной основной деформации; линии текстуры искривлены по всему деформированному объему (рис. 1, а). С увеличением скорости резания

трещины удлиняются в сторону контактного слоя стружки, разделение на элементы становится более четким (рис.  $1, \delta$ ). При этом деформация в основном объеме материала элемента стружки мала, а зона вторичной деформации становится тоньше и не сливается с основным деформированным объемом. Соотношение между объемом контактной зоны и объемом деформированного металла внутри элемента стружки является функцией скорости резания. При обработке жаропрочных сплавов увеличение толщины  $a_0$  среза, скорости v резания и уменьшение переднего угла  $\gamma$  инструмента изменяют вид стружки — псевдосливная стружка переходит в элементную.

На рис. 2 представлена упрощенная схема образования элементной стружки, в которой отражены связи между угловыми и линейными параметрами стружки [2].

Основными характеристиками стружкообразования в случае сливной стружки являются усадка  $\zeta_a$  стружки и угол  $\beta_1$  наклона условной плоскости сдвига, а при элементной стружке — угол  $\beta_1$  наклона скола элемента, высота  $a_1$  элемента, высота  $a_2$  сплошного участка, толщина  $b_1$  элемента; шаг m элементов; сплошность стружки определяет отношение  $a_2/a_1$ , угол  $\psi$  между свободной поверхностью элемента и направлением скорости резания характеризует сдвиговые деформации. Эти показатели отражают конечный этап деформации элементов стружки.



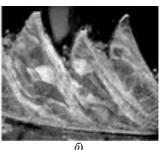


Рис. 1. Стружки из жаропрочного сплава, полученные при  $\gamma=7^\circ$  и скоростях резания v=5 (a) и 20 м/мин (б)

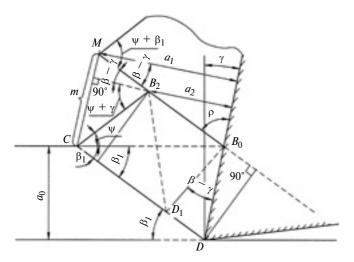


Рис. 2. Схема образования элементной стружки

Анализом микрошлифов стружек получены значения показателей деформации для элементных стружек при разных режимах резания. Наиболее простым способом оценки деформации стружки принято считать усадку стружки. При резании жаропрочных сплавов отмечена незначительная продольная усадка стружки (рис. 3, а), особенно при большой подаче. Это не означает, что при резании стружка не деформируется [3, 4]. В данном случае продольная усадка стружки является лишь условной величиной, не характеризующей ее деформированное состояние. Данный показатель больше подходит для характеристики сливных стружек.

Наиболее наглядным показателем деформации стружки является поперечная усадка— отношение толщины  $a_1$  стружки по выступам к толщине  $a_0$  среза:  $\zeta_a = a_1/a_0$ .

Элементная стружка ввиду нарушения сплошности ( $a_2/a_1 < 1$ ) длиннее сливной. При резании поперечная усадка стружки (рис. 3,  $\delta$ ) всегда больше единицы. При малых подачах продольная и поперечная усадки практически одинаковы; при подачах S > 0,26 мм/об и малых скоростях резания (вплоть до оптимальной [5]) они также совпадают. С увеличением скорости резания поперечная усад-

ка несколько больше продольной, что также указывает на то, что при оценке деформации стружки продольная усадка более подходит для характеристики сливных стружек.

Для элементной стружки в качестве основного параметра процесса стружкообразования целесообразно использовать угол  $\beta_1$  сдвига в момент конечного скола элемента [4].

Угол  $\beta_1$  определяли с помощью микрофотографии стру-

жек измерением стороны DC (см. рис. 2). Деформация этого участка элемента стружки незначительна, имеет место лишь некоторое искривление контактной части. Если принять DC = l, то можно записать:  $\beta_1 = \arcsin\frac{a}{l}$ . Такое определение угла  $\beta_1$  достаточно точное [2], при этом исключается непосредственное его измерение — требуется измерить только длину на шлифе стружки, что значительно облегчает обработку результатов.

При малых подачах угол  $\beta_1$  определяли описанным выше способом и по усадке стружки по формуле  $\beta_1 = \frac{\cos \gamma}{\zeta_a - \sin \gamma}$  .

В ходе экспериментов были получены зависимости изменения угла  $\beta_1$  от параметров режима резания и свойств обрабатываемого материала. При обработке титановых и жаропрочных сплавов с увеличением подачи S и скорости v резания (рис. 4) угол  $\beta_1$  увеличивается. При увеличении пластичности сплава деформация элемента стружки увеличивается, угол  $\beta_1$  уменьшается.

Таким образом, угол  $\beta_1$  сдвига элемента отражает процессы, которые происходят при резании труднообрабатываемых сплавов, однако как и поперечная усадка стружки он не является адекватным показателем деформации в объеме элемента стружки, так как характеризует только конечный ее результат.

На рис. 5 представлены зависимости изменения сплошности стружки от скорости резания и подачи. С увеличением подачи и скорости резания намечается переход от сливной стружки к стружке скалывания — сплошность стружки уменьшается. Однако толщина среза оказывает большее влияние на сплошность стружки, чем скорость резания.

Зависимость шага *т* элементов стружки от скорости резания (рис. 6) отражает процессы, происходящие в зоне стружкообразования и на контактных поверхностях. При образовании элементной (суставчатой) стружки имеет место нестабильность в зоне сдвига элементов. Это связано с периодическим изменением напряжений сжатия, растяжения

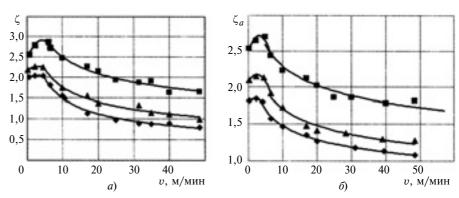


Рис. 3. Зависимости изменения продольной (a) и поперечной (б) усадок стружки сплава ЭИ698 от скорости v резания при  $\gamma=7^\circ$  и S=0,1 (m); 0,26 ( $\triangle$ ); 0,36 мм/об ( $\diamond$ )

и сдвига, а также с нестабильностью в зоне вторичных деформаций, обусловленной процессами трения и схватывания в контактном слое [6]. Скорость резания на шаг элементов стружки влияет незначительно. С увеличением подачи шаг элементов растет, но большее влияние оказывают механические свойства обрабатываемого материала.

Как и угол  $\beta_1$ , и отношение  $a_2/a_1$ , шаг m элементов зависит от пластических свойств обрабатываемого материала, геометрии инструмента, режима резания и контактных процессов на передней поверхности.

С увеличением толщины  $a_0$  среза связано увеличение зоны стружкообразования: увеличиваются длина поверхности скалывания (условная плоскость сдвига) и путь элемента по передней грани (плоскость контакта).

Увеличение толщины среза приводит к увеличению угла  $\beta_1$  наклона плоскости сдвига; увеличивается шаг m элементов в результате увеличения объема деформируемого металла. При этом уменьшается отношение  $a_2/a_1$ , что указывает на переход от сливной стружки к элементной.

О влиянии толщины среза на стружкообразование есть несколько гипотез. Н. Н. Зорев объясняет переход сливной стружки в стружку скалывания с увеличением толщины среза как результат снижения пластичности обрабатываемого материала, вызванный изменением напряженного состояния материала в зоне резания [4]. Этого же мнения придерживаются М. Филд и М. Е. Мерчант [7].

При исследовании распределения напряжений в пластической зоне на основе теории поля линий скольжения П. Оксли показал, что гидростатическое напряжение меняется от напряжения сжатия у свободной поверхности до растягивающих напряжений у вершины резца, которые увеличиваются с увеличением толщины среза. Следовательно, образование стружки скалывания зависит от напряжений растяжения в зоне режущей кромки, что способствует образованию трещины. Аналогичный вывод сделан и при исследовании процесса свободного резания латуни на микроскорости [8].

Толщина среза влияет на напряженное состояние стружки в зоне ее контакта с передней поверхностью инструмента. Увеличение толщины среза приводит к увеличению нормальной силы и силы трения на передней грани инструмента. При этом интенсивность изменения нормальной составляющей силы резания превышает интенсивность изменения силы трения. Так как с увеличением  $a_0$  площадь контакта на передней грани увеличивается не пропорционально толщине среза, то среднее значение контактного давления несколько увеличивается, а среднее значение касательного напряжения остается практически постоянным [9, 4, 2], в результате среднее значение коэффициента трения уменьшается.

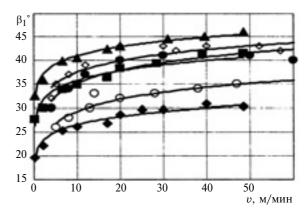


Рис. 4. Изменение угла  $\beta_1$  скола элементов стружек из разных сплавов, полученных на разных режимах резания:

титановые сплавы: ВТ3-1 ( $\diamondsuit$ ); ВТ6 ( $\bullet$ ); ВТ1 ( $\circlearrowleft$ ) [ $\gamma=10^\circ$ ,  $\alpha=10^\circ$ ,  $\phi=45^\circ$ , S=0,265 мм/об]; сплав ЭИ698 [ $\gamma=7^\circ$ ,  $\alpha=10^\circ$ ,  $\phi=75^\circ$ , S=0,36 ( $\blacktriangle$ ); 0,26 ( $\blacksquare$ ); 0,1 мм/об ( $\bullet$ )]

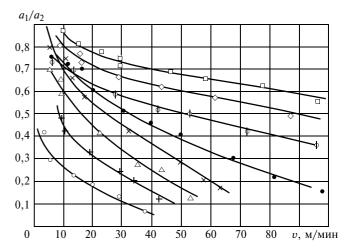


Рис. 5. Изменение сплошности стружек из разных сплавов, полученных на разных режимах резания:

сплав ВТ1 [ $\gamma=10^\circ$ ,  $\phi=70^\circ$ ,  $\alpha=10^\circ$ , S=0,265 ( $\square$ ); 0,37 ( $\diamond$ ); 0,47 мм/об ( $\blacklozenge$ )]; сплав ЭИ698 [ $\gamma=7^\circ$ ,  $\phi=75^\circ$ ,  $\alpha=10^\circ$ , S=0,26 мм/об ( $\bullet$ )]; сплав ВТ3-1 [ $\gamma=10^\circ$ ,  $\phi=45^\circ$ ,  $\alpha=10^\circ$ , S=0,145 ( $\times$ ); 0,265 ( $\Delta$ ); 0,37 (+); 0,47 мм/об ( $\circ$ )]

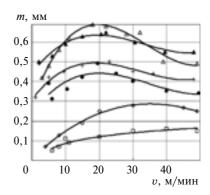


Рис. 6. Изменение шага m элементов стружек из сплава ВК8, полученных на разных режимах резания:

сплав ВТ1 [ $\gamma=10^\circ, \phi=70^\circ, \alpha=10^\circ, S=0,265$  ( $\square$ ); 0,37 мм/об ( $\diamond$ )]; сплав ЭИ698 [ $\gamma=7^\circ, \phi=45^\circ, \alpha=10^\circ, S=0,26$  ( $\bullet$ ); 0,36 мм/об ( $\triangle$ )]; сплав ВТ3-1 [ $\gamma=10^\circ, \phi=70^\circ, \alpha=10^\circ, S=0,26$  (+); 0,37 мм/об ( $\Delta$ )]

Увеличение нормальных напряжений в контактной зоне способствует росту напряжений сжатия у свободной поверхности и растягивающих напряжений у вершины резца.

В общем случае увеличение  $a_0$  приводит к уменьшению напряженно-деформированного состояния стружки, о чем свидетельствуют увеличение угла  $\beta_1$  и уменьшение среднего коэффициента трения и поперечной усадки стружки.

Скорость резания значительно влияет на процесс стружкообразования. Механизм этого влияния сложный. При исследовании резания жаропрочных сплавов определить экспериментально влияние скорости резания очень трудно, так как процесс резания сопровождается изменением температуры, контактными процессами, изнашиванием инструмента, которые также зависят от скорости резания.

В общем случае увеличение скорости резания при обработке жаропрочных сплавов способствует образованию элементных стружек, что в значительной степени отличает данный процесс от резания конструкционных сталей и многих цветных металлов и сплавов.

С увеличением скорости резания угол  $\beta_1$  скола элементов увеличивается, сплошность стружки уменьшается. Шаг элементов стружки сначала увеличивается, но с увеличением скорости резания начинает уменьшаться. При этом чем пластичнее сплав, тем выше скорость, при которой начинается уменьшение шага стружки.

Причиной этого, возможно, является высокая чувствительность сплавов к скорости деформации срезаемого слоя, которая зависит от скорости резания.

Кроме скорости резания процесс стружкообразования зависит от ряда вторичных факторов: тем-

пературы, физико-химических превращений при резани и контактных процессов.

Экспериментальные исследования с глубоким анализом полученных данных позволяют оптимизировать режимы обработки, а следовательно, повысить ее производительность и эффективность.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Верещака А. С., Аникеев А. И.** Повышение эффективности резания труднообрабатываемых материалов с применением инструмента с наноструктурированным износостойким покрытием // Технология машиностроения. 2010. № 3. С. 17—22.
- 2. Афонасов А. И. Контактные явления и износ инструмента при резании титановых сплавов: Дис. ... канд. техн. наук. Томск. 1969. 300 с.
- 3. **Производительная** обработка нержавеющих жаропрочных материалов // Н. И. Резников, И. Г. Жарков, В. М. Зайцев и др. М.: Машгиз, 1960. 199 с.
- 4. Зорев Н. Н. Вопросы механики процесса резания металлов. М.: Машгиз, 1956. 368 с.
- 5. Полетика М. Ф., Афонасов А. И. Оптимизация режимов чернового и получистового точения сплава ЭИ 698 // Оптимизация процессов резания жаропрочных и особопрочных материалов. Межвуз. сб. Вып. II. Уфа. 1977. С. 57—62.
- 6. Полетика М. Ф., Афонасов А. И., Ласуков А. А. Некоторые закономерности элементного стружкообразования при резании металлов // Изв. ТПУ. Т. 305. Вып. 1. Томск. 2002. С. 34—41.
- 7. **Field M., Merchant M. E.** Mechanic of Formation of the Discontinuous chip in Metal Cutting // ASME. V. 41. 1949 p.
- 8. **Гольдшмидт М. Г.** Исследование напряженно-деформированного состояния в зоне резания: Дис. ... канд. техн. наук. Томск. 1966. 171 с.
- 9. **Зорев Н. Н.** О взаимозависимости процессов в зоне стружкообразования и в зоне контакта передней поверхности инструмента // Вестник машиностроения. 1963. № 12. С. 42—50.

#### 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 A4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

#### К статье прилагаются:

- 1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;
  - 2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;
- 3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон). Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

- 1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;
- 2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;
- 3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

УДК 621.777-4:621.762.5

В. И. МУРАВЬЕВ, д-р техн. наук, П. В. БАХМАТОВ, канд. техн. наук, В. С. ПИЦЫК (Комсомольский-на-Амуре ГТУ), e-mail: ktsp@knastu.ru

## Получение соединения втулка—вал запрессовкой с последующим спеканием

Рассматриваются механизм взаимодействия поверхностей в соединении втулка—вал при прессовой посадке и влияние режимов запрессовки и последующего спекания, а также чистоты обработки поверхностей на прочность соединения. Предложена предварительная термическая обработка для обеспечения необходимого натяга в соединении.

**Ключевые слова:** прессовая посадка, схватывание, диффузионное взаимодействие, шероховатость, коэффициент линейного теплового расширения, автовакуум, температура предпревращения.

The mechanism of surfaces interaction in bushing-shaft joint at press fit and influence of pressing and successive sintering modes, and also surface finish on joint strength are considered. The preliminary heat treatment is suggested for providing the required interference in a joint.

**Keywords:** press fit, seizure, diffusion interaction, roughness, coefficient of thermal linear expansion, automatic vacuum, pretransformation temperature.

В настоящее время широко применяют разные методы сварки плавлением [1, 2]. Однако им присущи такие недостатки, как невысокая надежность соединения при интенсивном нагружении и в агрессивных средах; высокие трудоемкость и энергоемкость процесса; невозможность в большинстве случаев обеспечения одинаковых механических свойств металла соединения и основного металла; высокая вероятность образования концентраторов напряжений и внутренних дефектов (пор, включений, микротрещин) в металле соединения. На сегодняшний день недостаточно данных для разработки технологии получения твердофазных соединений [2, 3], особенно при сварке элементов трубопроводных систем, способных конкурировать с методами сварки плавлением. Перспективным направлением является способ получения неразъемного соединения типа втулка-вал запрессовкой с последующим диффузионным спеканием в автовакууме при температуре предпревращения.

Для исследований использовали образцы трубных заготовок из титанового ПТ7М и алюминиевого АМг5 сплавов и высоколегированной стали 12X18H10T (рис. 1). Химический состав образцов

исследовали спектральным анализом на оптическом эмиссионном анализаторе Q4Matrix Analysis Results фирмы BRUKER (Германия). Образцы имели следующие химические составы, %:

сплав ПТ7М: 0,053 Fe; 0,017 C; 0,012 Si; 94,67 Ti; 2,364 Al; 2,490 Zr; 0,01 Mn; 0,021 Cr; 0,03 Ni; 0,066 Mo; 0,0088 V; 0,166 W;

сплав АМг5: 0,255 Fe; 0,245 Si; 0,649 Mn; 0,017 Ti; 92,94 Al; 0,026 Cu; 0,00089 Be; 5,653 Mg; 0,35 Zn; 0,033 Cr; 0,0023 Ni;

сталь 12X18H10T: 0,111 C; 18,09 Cr; 69,23 Fe; 1,272 Mn; 9,552 Ni; 0,0317 P; 0,0015 S; 0,531 Si; 0,567 Ti.

Заготовки запрессовывали на машине Instron 3382K7046 (США) с усилием  $P_3$  и натягом N по схеме, представленной на рис. 2, a, с использованием приспособлений (рис. 2, b-e).

Запрессованные заготовки спекали в электрической печи Слон 8,2/1100 (Россия) (рис. 3, a). Для создания автовакуума было разработано специальное приспособление (рис.  $3, \delta$ ). В качестве заполнителя использовали стружку I титана ПТ7М, для герметизации — порошок 2 эмали ЭВТ-100. На рис. 4 приведены циклограммы спекания титановых и стальных (a) и алюминиевых  $(\delta)$  образцов. После спекания образцы испытывали на растяжение (до разрушения соединения с фиксацией растягивающего усилия) и сплющивание по ГОСТ 8695—75.

Микроструктуры зон соединений образцов исследовали с помощью оптического микроскопа MICRO-200 (Россия) и растрового микроскопа Hitachi S3400N (Япония). Образцы для анализа готовили с помощью настольного абразивного отрезного станка Delta AbrasiMet (Германия) и шлифовально-полировального станка EcoMet 250 (Германия) с полуавтоматической насадкой AutoMet 250

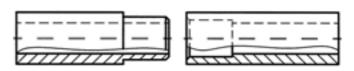


Рис. 1. Эскизы заготовок для получения соединения прессовой посадкой с натягом  $N=100~{
m mkm}$ 

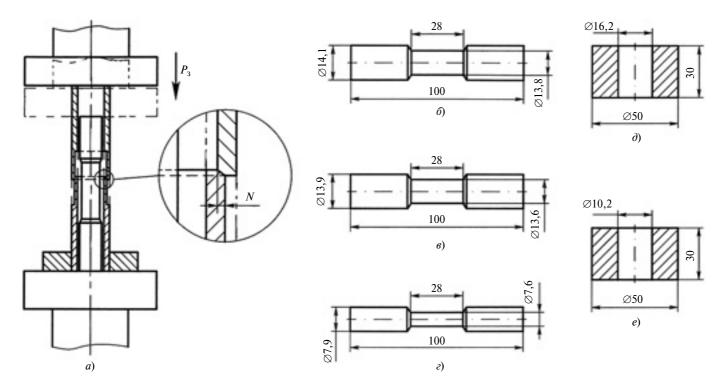


Рис. 2. Схема запрессовки образцов (a), центрирующие штифты для титановых ( $\delta$ ), алюминиевых ( $\delta$ ) и стальных ( $\epsilon$ ) образцов, опоры для титановых и алюминиевых ( $\partial$ ) и стальных ( $\epsilon$ ) образцов

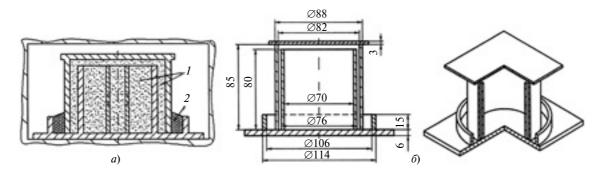


Рис. 3. Схемы печи для спекания образцов (a) и приспособления для создания автовакуума ( $\delta$ )

(Германия). Фрактограммы изломов образцов после спекания получали на растровом микроскопе Hitachi S3400N. Для фрактограмм использовали образцы, разрушенные при испытаниях на сплющивание.

Площадь контакта оценивали по фотографиям внутренней поверхности зон соединения образцов, полученных с помощью растрового электронного микроскопа Hitachi S3400N (для определения формы и размера участков диффузионного взаимодействия), цифровой фотокамеры Sony HDR-CX740EB (Япония) и программного обеспечения Image. Pro. Plus.5.1 (для оценки общей площади твердофазного соединения). На основании расчетов линейного коэффициента теплового расширения в зависимости от температуры материала были построены зависимости изменения наружных и внутренних диаметров заготовок.

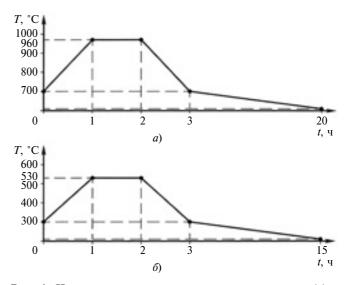


Рис. 4. Циклограммы спекания титановых и стальных (a) и алюминиевых  $(\delta)$  образцов

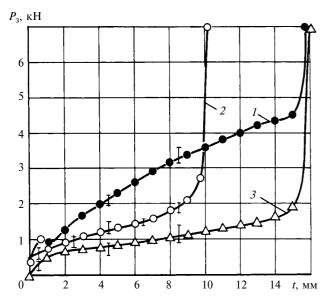


Рис. 5. Зависимости усилия  $P_3$  от глубины t запрессовки для титановых (1), алюминиевых (2) и стальных (3) образцов

Химический состав образцов соответствовал требованиям нормативной документации.

С увеличением натяга и площади контакта соединения увеличивается усилие  $P_3$  запрессовки (рис. 5). Это связано с тем, что при прессовой посадке происходит частичное смятие и сглаживание микровыступов поверхностей контакта, при увеличении натяга увеличивается число микровыступов, участвующих в контакте. Усилие запрессовки изменяется практически линейно, исключение составляют зоны начала и конца запрессовки.

Влияния натяга и последующего спекания в автовакууме при температуре предпревращения на прочность прессового соединения показано на

рис. 6, б. С увеличением натяга прочность соединения повышается. Так, при N=80 мкм прочность соединения составила 7,33 МПа, при N = 100 мкм — 18,88 МПа, т. е. при увеличении натяга на 20 мкм прочность соединения повысилась более чем в 2 раза. Диффузионное спекание также благоприятно влияет на прочность прессового соединения: при N = 80 мкм прочность в среднем повышается приблизительно на 18 %, максимально — на 22,7 %; при N = 100 мкм среднее повышение прочности составило 21,9 %, максимальное — 27,2 %. Прочность прессового соединения по сравнению с цельной заготовкой (рис. 6, а) незначительная. Например, прочность прессового соединения с N = 100 мкм более чем в 30 раз ниже прочности цельной заготовки. В работе [4] показано, что значительное увеличение натяга (до 300 мкм) и последующее спекание в автовакууме при температуре предпревращения позволяет получить прочность соединения, соизмеримую с прочностью цельноштампованной заготовки.

На основании полученных данных установили зависимость между увеличением натяга и повышением прочности прессового соединения после спекания на оптимальных режимах при растяжении (выдавливании), которая подтверждает важность физического контакта и схватывания при образовании твердофазного соединения.

При полной реализации межатомных связей в зоне контакта на механическую прочность при статическом растяжении и вакуумную плотность соединения влияют поры и включения. Кроме того, микронепровары, как и межзеренная граница, проходящая через все сечение образца (детали), резко снижают термостойкость соединения. Таким образом, процесс соединения материалов после схва-

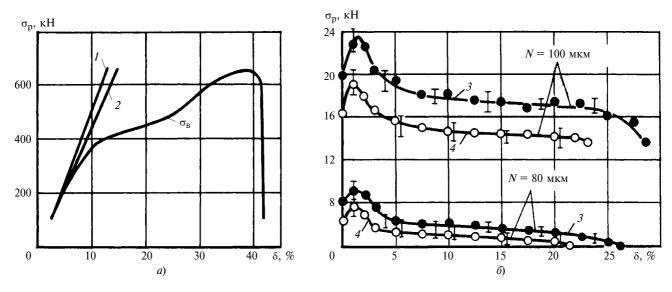


Рис. 6. Диаграмма испытаний на разрыв цельного стального образца (a) и зависимости прочности прессового соединения от относительного удлинения  $\delta$  и натяга  $N(\delta)$ :

1 и 2- модуль Юнга соответственно автоматический и при  $\sigma_p = 20$  МПа; 3 и 4- соответственно спеченный и неспеченный образцы

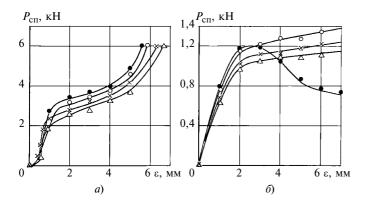


Рис. 7. Влияние диффузионного спекания в автовакууме на прочность прессового соединения при сплющивании образцов из стали 12X18H10T (*a*) и титанового сплава ПТ7М (*б*):  $-\circ-$  цельная заготовка;  $-\Delta-$  после спекания при N=80 мкм;  $-\times-$  без спекания при N=100 мкм;  $-\bullet-$  после спекания при N=100 мкм;  $-\bullet-$  после спекания при N=100 мкм;  $-\bullet-$  после спекания при N=100 мкм;  $-\bullet-$  деформация

тывания нельзя считать полностью завершенным. В общем случае объемное взаимодействие приводит к диффузионному "заращиванию" пор, образованию зерен (в контакте однородных материалов) и формированию переходной зоны с переменной

концентрацией (в контакте разнородных материалов) и, как следствие, к релаксации в ней внутренних напряжений. В результате получаемые соединения по всем характеристикам могут стать идентичными исходным материалам [2].

Зависимости, полученные при испытании заготовок на сплющивание (рис. 7), подтверждают данные испытаний на разрыв — увеличение натяга в соединение и последующее спекание в автовакууме при оптимальных режимах повышают прочность соединения. С увеличением натяга прочность соединения стальных и титановых заготовок повышается соответственно на 5,1 и 8,56 %. Это можно объяснить тем, что определяющим прочность заготовок при испытаниях на сплющивание фактором является толщина стенки. При прессовой посадке суммарная толщина стенки изменяется незначительно, при посадках с натягом — увеличивается. После диффузионного спекания прочность стальных заготовок превысила прочность цельных заготовок на 7,21 % (см. рис. 7, а). Незначительное превышение прочности (не более 2 %) прессового соединения (участок пластического деформирования) наблюдалось у титановых образцов на начальном

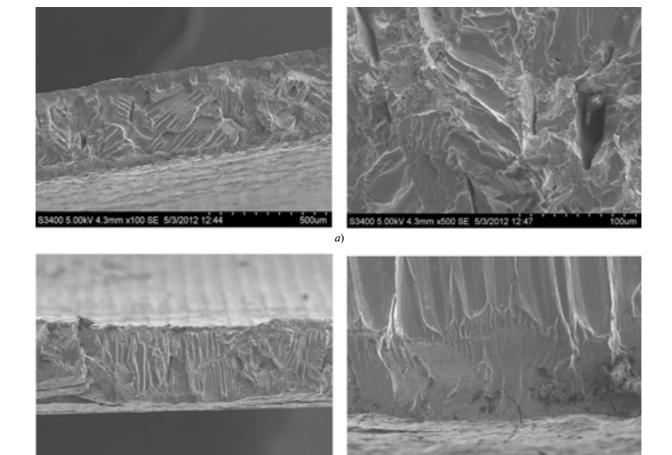
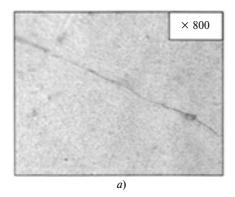
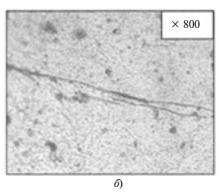


Рис. 8. Фрактограммы изломов заготовок из титанового сплава ПТ7М при N=80 (a) и 100 мкм (б)





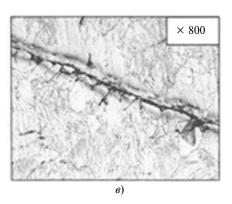


Рис. 9. Микроструктуры соединений стальных (a), алюминиевых (b) и титановых (b) образцов после диффузионного спекания при  $N=100~{
m MKM}$ 

этапе, после 20 %-й деформации заготовки наблюдалось снижение прочности по сравнению с цельной заготовкой (см. рис. 7,  $\delta$ ). Снижение прочности титановых заготовок при испытании на сплющивание может быть вызвано окислением поверхностей соединения. По мере насыщения титановых сплавов кислородом и другими газами их пластичность уменьшается, что отражается на характере излома, который из вязкого переходит в хрупкий.

Степень автовакуума при спекании заготовок оценивали по фрактограммам изломов титановых заготовок (рис. 8). Видно, что на внутренней части (зона прессового соединения) излом носит вязкий характер, т. е. окисления внутренней поверхности заготовок в процессе спекания не произошло. На внешней поверхности заготовок наблюдался хрупкий излом, особенно у заготовки с  $N=100\,$  мкм. Следовательно, степень автовакуума при спекании заготовок была недостаточной для их полной защиты от окисления и газонасыщения ввиду недостаточной герметизации приспособления.

Низкую прочность прессового соединения (см. рис. 6) даже после диффузионного спекания можно объяснить небольшой площадью физического контакта и низкой интенсивностью схватывания, что подтвердил анализ микроструктуры зон соединения образцов. На всех образцах на значительной части соединения граница раздела хорошо различима даже при небольшом увеличении (рис. 9). Участки достаточного сближения заготовок (в виде границ между зернами) носят локальный характер (рис. 10).

Приведенные результаты говорят о том, что при традиционной прессовой посадке сложно получить большую площадь контакта поверхностей заготовок. Поскольку механизм образования твердофазного соединения предполагает практически одновременное создание физического контакта и очагов схватывания, то оно происходит на сугубо локальных участках. Это относится ко всем подготовленным шлифам независимо от материала заготовок.

Недостаточный физический контакт как при подготовке образцов к прессованию, так и в ходе прессования может быть вызван отклонениями размеров заготовок от заданных, отклонением от соосности заготовок при прессовании, недостаточным натягом в соединении, пластической деформацией в зоне соединения, низкой чистотой обработанных поверхностей.

В работе [3] показано, что по мере уменьшения микровыступов контактирующих поверхностей в пластическое течение вовлекаются приконтактные объемы материала, что и снижает степень локализации деформации. При этом снижается деформационное упрочнение металла в зоне контакта, т. е. предел текучести приконтактного объема металла повышается меньше по сравнению с пределом текучести свариваемого металла. В этих условиях физический контакт поверхностей происходит интенсивнее, чем при их грубой обработке.

Для оценки площади контакта соединения использовали титановые образцы с N=100 мкм, прошедшие диффузионное спекание на оптимальных режимах. Зоны схватывания в большинстве случаев имеют прямоугольную или близкую к ней форму с размерами от  $160 \times 20$  до  $430 \times 80$  мкм (рис. 11, a). На внутренней поверхности прессового соединения (рис. 11,  $\delta$ ,  $\epsilon$ ) видны локальные участки схватывания (светлые точки). На охватываемой заготовке они сосредоточены в верхней части соединения

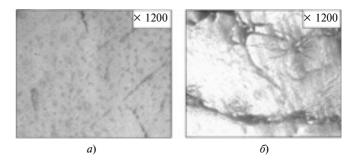


Рис. 10. Участки схватывания стальных (a) и титановых (б) заготовок при  $N=100~{
m mkm}$ 

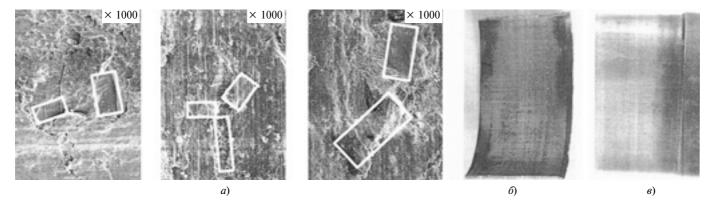


Рис. 11. Участки схватывания (зоны вырывов и налипаний) на внутренней поверхности прессового титанового соединения ( $N=100~{\rm mkm}$ ) после диффузионного спекания при оптимальных режимах (a); внутренние поверхности охватывающей ( $\delta$ ) и охватываемой (a) заготовок

и сгруппированы на отдельных участках (преимущественно в центральной части образца), а не распределены по всей поверхности контакта. На охватывающей заготовке участки схватывания расположены в нижней части. Это указывает на то, что физический контакт и, следовательно, схватывание более интенсивно протекали на конечной стадии прессования, когда пластическая деформация заготовок была, вероятно, минимальной. По рис. 11, б, в можно оценить общую площадь контакта поверхностей заготовок и определить общую площадь светлых участков. Для определения площади схватывания использовали специальную программу Image. Pro. Plus.5.1. Анализ показал, что общая площадь контакта для анализируемого образца составила  $380,568 \text{ мм}^2$ , а площадь участков, на которых сосредоточены точки схватывания, — 109,2 мм<sup>2</sup>, что в среднем составило 40,23 % от общей площади. Общая площадь участков схватывания поверхностей заготовок составила 11,54 % от общей площади анализируемого образца. Расчеты подтверждают необходимость интенсификации физического контакта и схватывания при получении неразъемных твердофазных соединений посредством прессовой посадки.

Таким образом, для создания неразъемного твердофазного соединения прессовой посадкой с последующим спеканием необходимо значительно увеличить натяг в соединении. На практике в процессе прессования при значительном натяге в зоне соединения возникают напряжения, приводящие к пластическим деформациям заготовок (раздача охватывающей заготовки или коробление). Кроме того, для получения таких соединений трудно создать достаточно большие усилия запрессовки. Поскольку при постоянном внешнем давлении с ростом температуры все газы, жидкости и твердые тела расширяются, это можно использовать для управления геометрическими размерами заготовок с целью получения натяга, соизмеримого по величине

с толщиной свариваемых деталей. Так как изменение длины тела при нагревании характеризуется коэффициентом линейного теплового расширения, были построены зависимости изменения коэффициентов теплового расширения от температуры заготовок для разных материалов (рис. 12). Согласно этим зависимостям с учетом размеров используемых заготовок построены зависимости изменения внутреннего и наружного диаметров, обеспечивающих натяг в соединении (рис. 13). Варьируя температуру от —50 до 80 °С можно изменять размеры заготовок так, чтобы получить натяг в соединении, соизмеримый с толщиной стенки заготовок и, следовательно, исключить предварительную механическую обработку заготовок.

Была предпринята попытка получить прессовое соединение титановых образцов без предварительной токарной обработки зоны соединения, т. е. только термическим воздействием на заготовку

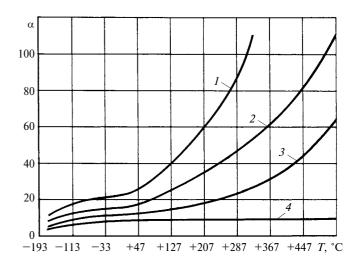


Рис. 12. Зависимости коэффициента линейного теплового расширения от температуры для алюминия и его сплавов (1), высоколегированных (2) и низколегированных (3) сталей, титана и его сплавов (4)

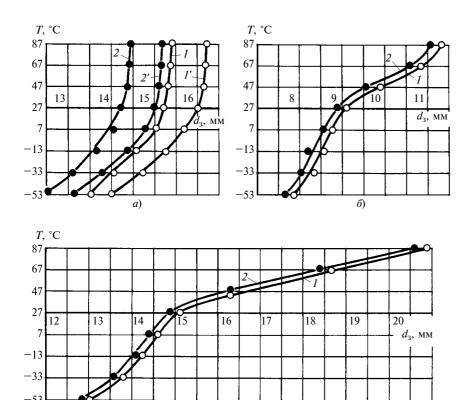


Рис. 13. Зависимости диаметров охватываемой (1) и охватывающей (2) заготовок из ПТ7М (a), 12Х18Н9Т (б) и АМг16 (в) от температуры:

−○ и −● − соответственно охватываемая и охватывающая заготовки

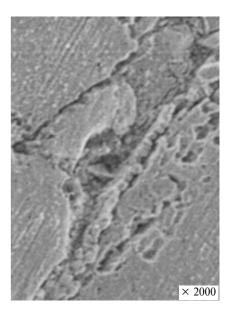


Рис. 14. Микроструктура титанового образца, полученного прессовой посадкой с последующим спеканием в автовакууме при температуре предпревращения без токарной обработки зоны соединения

(см. рис. 13, a, кривые 1' и 2'). Для этого охватываемую заготовку охлаждали до температуры -50 °C в жидком азоте, охватывающую заготовку нагревали до температуры 80 °C. Однако эксперимент не привел к ожидаемым изменениям размеров заготовок и запрессовку осуществить не удалось. Основной причиной недостаточного изменения размеров стала высокая скорость выравнивания и нормализации температуры заготовок по всему объему, что обусловлено их тонкостенностью и высоким коэффициентом теплопередачи. После механической раздачи внутреннего диаметра охватывающей заготовки до 15 мм и последующего термического воздействия при тех же режимах была осуществлена запрессовка заготовок на глубину ≈5 мм. Микроструктура зоны соединения после диффузионного спекания представлена на рис. 14. Число участков, граница раздела которых практически неразличима или полностью исчезла, значительно выше. При большом увеличении отчетливо виден участок схватывания поверхностей заготовок. Кроме того, анализ микроструктур зон холоднопрессового соединения заготовок из сплава 2М2А и листовых заготовок из сплава ВТ20 [4] подтверждает диффузионное взаимодействие поверхностей заготовок и исчезновение границы раздела при запрессовке и последующем спекании на оптимальных режимах (N = 300 мкм, время спекания — 4 ч, температура спекания — 1200 °C, степень автовакуума —  $1 \cdot 10^{-5}$  мм рт. ст).

Таким образом, для получения неразъемного соединения применение традиционной прессовой посадки неэффективно. Однако значительное увеличение натяга в соединении, повышение чистоты поверхности заготовок, а также предварительное термическое воздействие на заготовки (для управления размерами), активизация объемного взаимодействия контактирующих поверхностей должны обеспечить получение более качественных твердофазных неразъемных соединений.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Люшинский А. В.** Диффузионная сварка разнородных материалов. М.: Изд. центр "Академик", 2006. 208 с.
- 2. **Конюшков Г. С., Мусин Р. А.** Специальные методы сварки давлением. Саратов: Ай Пи Эр Медиа, 2009. 632 с.
- 3. **Каракозов 3. С.** Сварка металлов давлением. М.: Машиностроение, 1986. 280 с.
- 4. **Муравьев В. И., Мельничук А. Ф., Бахматов П. В.** Исследование влияния диффузионных процессов взаимодействия порошковых частиц сплава 2M2A и листовых заготовок из сплава BT20 на свойства композиционных конструкций // Заготовительные производства в машиностроении. 2011. № 1. С. 42—45.

# ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.984:621.74

А. В. РЕЧКАЛОВ, д-р техн. наук, О. Р. ДАУТОВА, Д. Н. ДУНАЕВ (Уфимский государственный авиационный ТУ), e-mail: DautovaOR@mail.ru

## Оптимизационное планирование литейного производства

Рассматривается планирование литейного производства на основе ERP- и APS-систем с использованием аппарата теории ограничений систем. Приводятся обоснования целесообразности встраивания RLEO-системы в систему управления предприятием. Разработан математический аппарат оптимизации загрузки плавильного оборудования.

**Ключевые слова:** литейное производство, оптимизационное планирование, управление предприятием, ERP- и APS-системы.

The foundry production planning based on ERP- and APS-systems using apparatus of theory of systems constraint is considered. The justifications of reasonability of integration of RLEO system in Enterprise Resource Planning system are presented. The mathematical apparatus of optimization of melting machines work load is developed.

**Keywords:** foundry production, optimization planning, management of an enterprise, ERP- and APS-systems.

Внедрение новаций в маркетинг, менеджмент, контролинг и управление обусловливает необходимость оптимизации производственных затрат, а следовательно, решения ряда задач, связанных с их управлением. Сегодня государственные экономические органы не дают рекомендаций по управлению производственными затратами, а для выживания и успешного развития промышленного предприятия в условиях рыночной экономики необходим новый эффективный подход к их управлению. При этом новая концепция должна обеспечивать определенную динамику и гибкость управления, учитывать факторы внутренней и внешней среды, специфику конкретного предприятия и способствовать раскрытию потенциала в оптимизационном процессе.

Заметим, что в новой концепции управления "оптимизация" не означает минимизацию затрат. Для успешного развития предприятия важнее выполнение заказов в срок.

В основу нового подхода, обеспечивающего ускорение финансового оборота и создание условий для успешного и своевременного выполнения заказов, положена теория ограничений, которая заключается в следующем. В производственном процессе всегда имеются операции или рабочие центры (РЦ), которые являются узкими местами в технологическом процессе [1-4] и при оптимизации управления производством им следует уделять особое внимание. Наиболее значимый участок принимают за точку отсчета и от него строят новый план [3], что делает алгоритм оптимизации более эффективным, так как основные усилия сосредоточены на ограниченном числе операций (или РЦ).

Данный подход позволяет одновременно снизить и прямые, и косвенные производственные затраты и применяется в первую очередь при формировании оперативных планов производства, так как теория ограничений связана с управлением промежуточными складами и базируется на оценке пропускной способности в первую очередь узких мест производства.

# Проблемы, связанные с планированием литейных производств с помощью ERP-систем

На литейных предприятиях, использующих ERP-системы, часто сталкиваются с трудностью адекватной реализации модели бизнес-процесса при планировании производства. Существующие автоматизированные системы управления (АСУ) не позволяют эффективно управлять литейным производством, так как оно является не только многономенклатурным и многопоточным, но и многовариантным производством, зависимым от шихтового состава сплава, а в основе ERP-системы лежит принцип одновариантного или ограниченного альтернативного состава изделия.

Наиболее часто встречающиеся ошибки [5] при внедрении ERP-систем:

1) использование инструментов, которые не предназначены

для решения поставленных задач, при этом доработка систем сопровождается большими финансовыми и временными затратами и не гарантирует достижения желаемого результата;

2) использование универсальных ERP-систем, которые в силу широкого профиля не учитывают особенности конкретного производства.

С целью преодоления этих недостатков была создана система синхронного оптимизационного планирования производства — Advanced Planning and Scheduling (APS), которая ориентирована на интеграцию планирования звеньев цепочки поставок, учитывая основные особенности и ограничения конкретного производства.

Остановимся на особенностях APS, позволяющих преодолеть основные трудности, связанные с использованием стандарта MRP II:

система применима к разным средам планирования (дискретное производство, производство под заказ, производство на склад, непрерывное производство);

синхронное планирование (основное отличие от стандарта MRP II) — планирование закупок и производства осуществляется одновременно с учетом ограничений по мощностям и ресурсам (машины, инструменты, трудовые резервы), что значительно сокращает время планирования и перепланирования [в MRP II процессы планирования необходимых материалов и ресурсов (мощностей) разделены и выполняются итерационно для получения реалистичного плана];

оптимизационное планирование в APS-системах базируется на эвристиках и/или на сложных математических моделях, которые создаются для конкретной отрасли (предприятия); тонкая настройка алгоритмов оптимизации осуществляется непосредственно пользователем;

высокая скорость создания планов достигается хранением данных в оперативной памяти;

быстрое реагирование на изменения во внешней среде (срыв сроков поставок, недопоставки, отмена заказов и т. п.) и в производстве (отказ оборудования, внештатные ситуации и т. п.), из-за которых план становится невыполнимым, а также оперативное перепланирование и учет ограничений (состояний) цепочки поставок позволяют в короткий срок разрабатывать новый план, корректировать его с учетом новых реалий;

распределенное планирование (некоторые APS-системы) — планирование осуществляется несколькими сотрудниками одновременно, при этом каждый отвечает за определенный участок (отдельные машины, определенный горизонт планирования).

Особое значение имеют инструменты визуализации и генерации отчетов. APS-системы предоставляют пользователю удобные средства анализа информации графики, диаграммы (например, интерактивную диаграмму Гантта, графики загрузки машин и ресурсов, складских запасов, объема незавершенного производства и т. п.); большой набор встроенных отчетов, которые может настроить пользователь; возможность создания пользовательских отчетов. Как правило, APS-системы интегрируют с внешними системами формирования отчетов. APS-системы могут работать автономно, а также их можно интегрировать в существующую информационную среду предприятия (например ERP-APS-MES).

Имеется множество публикаций о внедрении систем APS + + MES на литейных предприятиях за рубежом. Попытки связать ERP и APS-системы в России начались в 1996 г. [6], но об их использовании известно мало.

#### Требования к модели оптимизационного планирования литейного производства

В литейном производстве оптимизационное планирование, как правило, ориентировано на одно-два направления из следующих вариантов: минимальная себестоимость продукции [6];

минимальный объем незавершенного производства;

максимальная загрузка плавильно-заливочного оборудования [7];

минимальная стоимость шихтового набора [3, 5].

Минимальный объем незавершенного производства как по объему, так и по стоимости достигается сокращением продолжительности производственного цикла. По теории ограничений наибольшая эффективность достигается максимальной загрузкой агрегатов и рабочих комплексов, являющихся узкими местами в технологическом процессе. При этом не должны нарушаться сроки поставок продукции.

В литейном производстве узкими местами являются плавильные агрегаты, установки для горячего изостатического прессования, печи для термической обработки отливок. Агрегатами, наиболее ограничивающими пропускную способность литейного производства, являются плавильные печи. В плавильном оборудовании выполняется операция для партии отливок, при этом длительность операции постоянна.

При планировании загрузки агрегатов следует учитывать следующие ограничения:

- 1. По числу доступных агрегатов.
- 2. По числу доступных контейнеров, в том числе по числу блоков в контейнере (2, 4 или 6), т. е. математическая модель будет иметь вид:  $n \in \{2, 4, 6\}$ , где n число блоков в контейнере.
- 3. По размещению блоков в контейнере массы блоков, кото-

рые диаметрально противоположны, должны быть примерно одинаковыми, т. е.  $(m_i - m_{i+n/2}) \to 0$ ,  $i \in \{1, 2, ..., m/2\}$ , где  $m_i$  — масса i-го блока.

- 4. По массе шихты:  $\sum_{i=1}^{n} m_i + m_c \le M$ , где  $m_c$  масса центрального стояка; M максимальная масса шихты.
- 5. По мощности плавильных агрегатов [8]:  $\Sigma t_{\rm p} \leqslant T_{\rm o} + T_{\Sigma}$ , где  $T_{\rm o}$  доступное суммарное основное время работы оборудования;  $T_{\Sigma}$  доступное суммарное время сверхурочной работы оборудования;  $t_{\rm p}$  время работы печи по i-й плавке.

Кроме того, для оптимизации необходимо:

- 1) выполнять план выпуска продукции по номенклатуре и количеству, т. е. отклонение  $\Delta\Pi_{\rm B}$  от плана выпуска должно стремиться к нулю:  $\Delta\Pi_{\rm B} \to 0$ ;
- 2) добиваться минимального расхода электроэнергии при работе печи, что зависит от массы шихты:

$$Z = \left(\sum_{i=1}^{n} m_i + m_c\right) z_m t_p,$$

где  $z_m$  — удельный расход электроэнергии за 1 ч работы печи на 1 кг отливки.

Очевидно, что снизить затраты на электроэнергию можно сокращением числа плавок, следовательно, максимальной загрузкой тигля, т. е. математическая модель по данному критерию имеет вил:

$$M - \left(\sum_{i=1}^{n} m_i + m_c\right) \rightarrow \min;$$

$$\Sigma t_{\rm p} \rightarrow {\rm min.}$$

Для партии отливок выполняется газостатирование, при этом продолжительность операции не зависит от вида отливки, но сохраняется ограничение по време-

Затраты литейных предприятий, %

Год	Производ- ственные затраты	Оплата труда	Социальные отчисления	Затраты на амортизацию основных фондов	Прочие
2005	68,8	11,3	2,7	2,4	14,8
2006	74,0	11,6	2,8	2,5	8,9
2007	72,1	11,4	2,6	2,6	11,3
2008	72,0	11,3	2,5	2,8	11,4
2009	70,4	11,6	2,5	3,5	12,0
2010	72,5	10,3	2,3	3,2	11,7
2011	73,7	9,7	2,7	3,0	10,9

ни:  $\Sigma T_{\Gamma} \rightarrow \min$ , где  $\Sigma T_{\Gamma}$  — суммарное время газостатирования.

Кроме того, оптимизация ориентируется на максимальную загрузку оборудования:  $\Sigma m_j \to M_\Gamma$ , где  $\Sigma m_j$  — суммарная масса отливок, загружаемых для газостатирования;  $M_\Gamma$  — максимально возможная загрузка оборудования для газостатирования.

Ограничения и модели оптимизации термической обработки такие же, как и для газостатирования.

Другое направление оптимизации в литейном производстве — сокращение затрат при заданном объеме производства. Анализ затрат на литейных предприятиях за 2005—2011 гг. (таблица) [8] показал увеличение производственных затрат и затрат на амортизацию основных фондов при снижении затрат на заработную плату. В литейном производстве оплата труда — сдельная, поэтому единственная возможность сократить данные затраты — сокращение сверхурочных работ.

С позиций сокращения материальных затрат в данном случае наиболее перспективным направлением является оптимизация шихтового состава сплавов с учетом прогнозируемого объема оборотных материалов.

Сплав требуемого состава можно получить разными комбинациями исходных шихтовых материалов, т. е. составление шихты — многовариантная задача. С экономических позиций критерием выбора базового состава

шихты может являться совокупная стоимость шихты.

Поскольку в титановом литье процесс приготовления сплава является одностадийным, то математическую модель оптимизации состава шихты, приведенную в работе [9], можно упростить:

$$\begin{cases} \min F = \min \sum c_j x_j; \\ q \le x_j \le p, \end{cases}$$

где  $c_j$  и  $x_j$  — стоимость и масса j-го компонента шихты; q и p — минимально и максимально допустимые массы j-го компонента шихты.

Сформулированные требования к оптимизации производственных планов в литейном производстве можно настроить средствами River Logic Enterprise Optimizer (RL EO).

#### Возможности системы RL EO

Одним из вариантов APS-систем, представленных на российском рынке [10], является RL EO, которая разработана с использованием OLAP-технологий и позволяет визуализировать модели. В основе математического аппарата лежит механизм многокритериальной оптимизации, базирующийся на теории смешанного линейно-целочисленного программирования.

Новые возможности моделирования альтернативных маршрутов производства в системе RL EO позволяют выстраивать последовательность, принимая во внима-

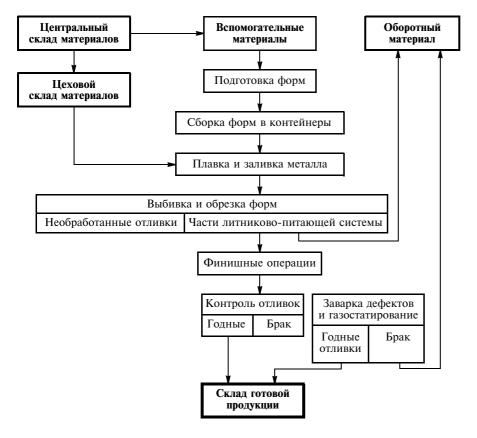


Схема технологического процесса литья титана, сформированная средствами RL EO

ние влияние каждой операции на последующие. Так, в литейном производстве компонентный состав шихты (стали разных марок и др.) значительно влияет на время переналадки оборудования при обработке других продуктов. Моделирование альтернативных производственных маршрутов и связей в RL EO позволяет конкретизировать оптимальный порядок производственных операций с учетом ограничений по запасам, трудовым и производственным ресурсам при расчете финансового эффекта в масштабах всего предприятия.

На рисунке представлена схема технологического процесса литья титана, сформированная средствами RL EO. Идеальная модель должна учитывать несколько критериев оптимизации и охватывать всю производственную цепочку (или максимальное число производственных процессов) — от закупки до склада готовой продукции.

При оптимизации планирования литейного производства учитываются следующие ограничения:

минимальный объем незавершенного производства;

максимальная загрузка агрегатов, являющихся узкими местами, с учетом сроков поставок продукции, т. е. плавильных агрегатов, оборудования для газостатирования, печей для термической обработки отливок;

временные и стоимостные показатели переналадки плавильно-заливочного оборудования при переходе на другой сплав;

сокращение закупочных материалов;

прогнозирование поступления оборотного вспомогательного материала;

сокращение запасов сырья и материалов;

оптимизация шихтового состава с учетом технологических требований. Таким образом, применение APS-систем позволяет перейти от локального производственного планирования к многоуровневому сквозному скользящему итерационному планированию производства, что нельзя осуществить только на основе ERP-систем из-за недостатка мощности для решения поставленных задач в условиях ограничения времени.

Оптимизационное планирование на машиностроительных предприятиях обеспечивает снижение затрат и повышение их рентабельности.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Голдратт Э.** Цель. Процесс непрерывного совершенствования. М.: Попурри, 2009. 496 с.
- 2. **Голдратт Э.** Цель-2. Дело не в везении. М.: Манн, Иванов и Фербер, 2011. 776 с.
- 3. **Голдратт Э.** Цель-3. Необходимо, но недостаточно. Киев: Необхідно і достатньо, 2009. 250 с.
- 4. **Корбетт Т.** Управленческий учет по ТОС. Учет прохода. Киев: Необхідно і достатнью, 2009. 232 с.
- 5. **Методы** планирования и оптимизации производственной программы. http://www.ilect.ru/articles/optimization.
- 6. **Бабичев А.** Создание и внедрение корпоративных информационных систем на промышленных предприятиях Российской Федерации: MES + APS ключевые составляющие КИС металлургического производства. Магнитогорск: ИПЦ ООО "Проф-Принт", 2005. Вып. 1. С. 178—185.
- 7. **ИТ в металлургии 2010.** hltp://it.metalinfo.ru.
- 8. **Официальный** сайт федеральной службы государственной статистики. www.gks.ru.
- 9. Ахметшин И. Т. Автоматизация оперативного планирования и управления литейным производством на основе системного моделирования и структурной оптимизации составов шихты: Дис. ... канд. техн. наук. Уфа. 2009.
- 10. **IT-Daily.** Архив новостей российского IT-бизнеса. http://it-daily.ru.

## Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2013 г.

### КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

- Александров И. К. Энергетический расчет механического подъёмника на основе гиперболической модели КПД. № 5. Определение величины проскальзывания тела качения в шариковом подшипнике. № 11.
- Александров В. Ю., Климовский К. К., Карпушин В. В. Регулирование режимов работы центробежных насосов. № 3. Измерение полного давления в относительном движении потока за рабочим колесом лопаточной машины. № 12.
- **Александров И. К., Несговоров Е. В.** Автоматическая система управления гибридным приводом транспортного средства с рекуперацией энергии в накопитель. № 12.
- **Андреев А. Г., Щепкин А. В.** Оптимизация температуры нагревания при сборке соединений с натягом. № 3.
- **Атапин В. Г., Родионов А. И., Рыков А. А., Юрьев Г. С.** Испытания объектов больших размеров на инерционно-импульсное воздействие. № 5.
- **Афонин С. М.** Устойчивость системы управления деформацией пьезодвигателя наноперемещений. № 2. Импульсное регулирование пьезоактюаторами нано- и микроперемещений. № 8. Характеристики шагового пьезоактюатора нано- и микроперемещений. № 9.
- **Ашихмин В. Н., Кугаевский С. С.** Особенности размерного анализа при обработке корпусных деталей с литыми отверстиями. № 6.
- **Баженов В. Г., Баранова М. С., Жегалов Д. В., Лавриненко В. Ю., Павленкова Е. В.** Построение динамических диаграмм деформирования свинцовых заготовок методом прямого удара на газодинамической копровой установке. № 2.
- **Благонравов А. А., Юркевич А. В., Солдаткин В. А., Терешин А. В.** Нагруженность ведущего кривошипа механического бесступенчатого трансформатора. № 5.
- **Блинов Д. С., Шатилов А. А.** Исследование напряженно-деформированного состояния разрезных цанг. № 1.
- **Большаков О. А., Рыбаков А. В.** Автоматное моделирование подсистемы управления комплектной трансформаторной подстанцией собственных нужд и распределительным устройством. № 11.
- **Бровман М. Я., Некрасова И. П.** Оптимизация конструкций балок, деформируемых при продольном изгибе. № 6.
- **Бузановский В. А.** Направления развития газовых наносенсоров: емкостные, акустические, рефрактометрические и ионизационные с углеродными нанотрубками.  $\mathbb{N}$  1.
- **Буланов В. Б., Семёнов-Ежов И. Е., Ширшов А. А.** Концентрация напряжений в симметричном двуплечем рычаге при поперечном изгибе. № 9.
- Вавилов В. Е., Герасин А. А., Исмагилов Ф. Р., Хайруллин И. Х., Пашали Д. Ю., Бойкова О. А., Гусаков Д. В. Диагностика гибридных подшипников быстроходных магнитоэлектрических машин по внешнему магнитному полю. № 7.
- Волков Г. Ю., Ратманов Э. В., Курасов Д. А. Адаптивная система коррекции погрешностей наклона зубьев в зубчатых передачах. № 3.
- **Воробьев М. А.** Анализ старения трубных сталей для магистральных трубопроводов.  $\mathbb{N}_2$ .
- **Галкин М. А., Репецкий В. В.** Размерный анализ при обработке основных отверстий корпусных деталей с ориентацией по трем плоскостям. № 9.
- **Гасанли Р. К.** Особенности структуры и фазового состава термообработанных высокопрочных чугунов с шаровидным графитом. № 10.

- Герасин А. А., Исмагилов Ф. Р., Хайруллин И. Х., Вавилов В. Е., Охотников М. В. Математическая модель системы электромагнитного управления гибридными магнитными подшипниками. № 1.
- **Гордеев Б. А., Леонтьева А. В.** Измерение радиальных вибраций шнековых валов волновыми методами. № 10.
- Гордеев Б. А., Леонтьева А. В., Осмехин А. Н., Охулков С. Н., Бугайский В. В. — Экспериментальные исследования сопутствующих эффектов при синхронизации двух двигателей на упругом основании. № 6.
- **Горчев В. С.** Инженерный метод построения математических моделей автоматических линий. № 5.
- **Гребеньков Д. В.** Прогнозирование ресурса инерционного гидродифференциального выпрямителя момента мобильной машины. № 2.
- **Грибиниченко М. В., Куренский А. В., Синенко Н. В.** Разработка осевого подшипника с газовой смазкой для судовых турбомашин. № 7.
- **Гроховский Д. В.** Пути совершенствования судовых энергетических установок.  $\mathbb{N}_2$  8.
- **Даршт Я. А., Черняков А. А.** Исследование зоны нечувствительности скоростной характеристики гидропередачи с аксиально-плунжерным насосом. № 1.
- **Екименко А. Н.** Плунжерная экструзия реактопластов и перспективы ее применения. № 2.
- Жевтун И. Г., Гордиенко П. С., Кухлевская Т. С., Машталяр Д. В. Термическое поведение карбидсодержащих фаз на титановых сплавах. № 3.
- **Зеньков Е. В., Цвик Л. Б.** Деформирование призматических образцов с галтелями и их напряженное состояние. № 7.
- **Иванов А. А.** Промышленные роботы в транспортно-накопительной системе. № 11.
- Иванов А. С., Зябликов В. М., Фомин М. В., Ермолаев М. М., Куралина Н. Н., Муркин С. В., Дубовецкий Б. О., Тоток В. М. Разработанная гамма высокоточных планетарно-цевочных редукторов. № 4.
- **Иванов А. С., Ермолаев М. М., Крикунов Д. Э., Мирошник А. А., Руднев С. К., Чиркин А. В.** Конструктивные исполнения планетарно-цевочных редукторов для высокоточных следящих приводов. № 3.
- **Иванов А. С. Ермолаев М. М., Куралина Н. Н., Муркин С. В.** Расчет деформаций фрикционного соединения, нагруженного сжимающей силой и произвольной системой моментов. № 7.
- **Иванов А. С., Муркин С. В., Ермолаев М. М., Лычагин В. В., Дубовецкий Б. О.** Универсальный стенд для испытаний высокоточных редукторов. № 5.
- **Каргин П. А.** Исследование динамических свойств привода с самоторможением для грузоподъемных машин. № 8.
- **Карпачев А. Ю., Николаев С. М.** Исследование динамических характеристик дисковой пилы с радиальными компенсаторами. № 12.
- **Касьянов В. Е., Роговенко Т. Н., Зайцева М. М.** Обеспечение заданного усталостного ресурса деталей машин с использованием малых выборок исходных данных. № 5.
- **Кондаков С. В., Павловская О. О.** Интеллектуальная бесступенчатая трансмиссия регулятор расхода топлива ДВС и крутящего момента ведущих колес. № 7.
- **Коноваленко И. В., Марущак П. О., Окипный И. Б.** Автоматизированный анализ рельефа поверхности разрушения псевдостереометрическим методом. № 5.
- **Корнеев А. Ю.** Устойчивость жесткого ротора в конических подшипниках скольжения. № 11. Анализ динамики жесткого ротора на конических гидродинамических подшипниках скольжения методом траекторий. № 12.

- **Коченов В. А.** Повышение износостойкости и долговечности ДВС автомобилей. № 6.
- **Кошин А. А.**], **Юсубов Н. Д.** Элементы матричной теории точности многоинструментной обработки в пространственных наладках. № 9.
- **Красильников А. Я., Красильников А. А.** Расчет силы взаимодействия (отталкивания) высококоэрцитивных постоянных магнитов в торцевых магнитных муфтах и плоских магнитных системах. № 1. Расчет силы взаимодействия высококоэрцитивных постоянных магнитов в полумуфтах магнитной муфты при разборке герметичного оборудования. № 3.
- **Курзаков А. С.** Расчет параметров адаптивной газостатической опоры. № 4.
- **Курушин М. И., Курушин А. М., Курушин С. А.** Динамика изделий с резьбовыми соединениями с учетом трения в контактах витков. № 6.
- Кустарев Г. В., Павлов С. А., Жарцов П. Е. Моделирование процесса уплотнения материала через упругий элемент. № 12.
- **Кычкин В. И., Рыбинская Л. А.** Расчет остаточного ресурса металлоконструкции грузоподъемных машин с учетом уровня риска назначения эксплуатационных показателей. № 7.
- **Лазарев В. Е., Ломакин Г. В., Лазарев Е. А.** Технология экспериментальной оценки и причины неустойчивого впрыскивания распылителем топливной форсунки. № 12.
- **Лобанов И. Е.** Теория гидравлического сопротивления в шероховатых трубах. № 7. Теория теплообмена в шероховатых трубах. № 8. Теория гидравлического сопротивления в шероховатых трубах с переменной высотой выступов. № 10.
- **Липанов А. М., Жиров Д. К.** Исследование многоступенчатых центробежно-ударных измельчителей. № 8.
- **Матмуродов Ф. М.** Динамика волны рабочей жидкости в трубопроводе. № 6.
- Медведев Ю. А. Анализ гидродинамических условий возникновения кавитации в электрогидравлическом исполнительном механизме. № 4. Исследование процесса кавитации в электрогидравлических исполнительных механизмах. № 8. Измерительный комплекс для исследования статических и динамических характеристик исполнительных механизмов с дроссельным управлением. № 10.
- **Метильков С. А., Бережной С. Б.** Определение периодичности смазывания шарниров приводных роликовых цепей открытых передач. № 12.
- **Митрофанов А. А., Чащин Е. А.** Обработка газотермических покрытий непрерывным излучением  $CO_2$ -лазера. № 4.
- **Мосолов С. В., Бирюков В. И.** Обеспечение устойчивости рабочего процесса в жидкостных ракетных двигателях изменением акустических свойств камер сгорания. N = 3.
- **Мурзагалиев А. Ж., Некрасов В. Г.** Разработка винтовых роторов для двигателя высокого расширения. № 1.
- **Назаров А. Д.** Теоретические основы расчета масс балансировочных грузов при балансировке коленчатого вала двигателя. № 6.
- Назиров Р. Р., Эйсмонт Н. А., Чумаченко Е. Н., Данхэм Д. У., Логашина И. В., Федоренко А. Н. Управление группировкой космических аппаратов в окрестности Солнечно-Земных коллинеарных точек либрации с помощью солнечного паруса. № 2.
- **Нахатакян Ф. Г.** О решении Н. М. Беляева задачи по определению контактной деформации цилиндров. № 5.
- **Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е., Дамбуева Д. А., Никифоров Б. С.** Модульное структурное проектирование безреверсных манипуляторов. № 7.
- Никишин В. Н., Павленко А. П., Светличный К. Н., Гольмаков В. С. Анализ крутильных колебаний коленчатого вала автомобильного дизеля по вибрации блока цилиндров. № 9.
- **Николенко С. В., Сюй Н. А., Пугачевский М. А., Метлиц- кая Л. П.** Создание безвольфрамовых электродов СВС-экструзией для электроискрового легирования стали 45. № 2.

- Оленев Е. А. Определение параметров водяного пара в радиационном пароперегревателе паровоза. № 9. Аналитический расчет степени черноты продуктов сгорания в теплотехнических устройствах. № 12.
- **Перекрестов А. П., Чанчиков В. А.** Ресурс дейдвудных подшипников скольжения и факторы, определяющие его. № 7.
- **Плеханов Ф. И.** Влияние геометрии зацепления зубчатых колес планетарной передачи типа K-H-V на показатели прочности. № 3.
- Подвойский А. О., Боровских В. Е. Аппроксимативная модель прогнозирования оценок усталостной долговечности при нагружении стационарными гауссовскими процессами. № 7
- Поляков Б. Н. Напряженно-деформированное состояние тяжелонагруженных шатунов механизма резания заготовочных ножниц. № 1. Полные вероятностные диаграммы усталости материалов крупногабаритных поковок. № 12.
- **Пшеницын А. А.** Компьютерное моделирование и настройка динамических характеристик распределенных систем. № 5.
- **Пыстогов А. С., Пыстогов А. А.** Расчет винтовых пружин трубчатого сечения. № 4.
- **Разинцев В. И., Куликов С. Н., Волков С. В., Разинцева Л. А.** Электрогидравлические усилители мощности с управляющим микропроцессором. № 4.
- **Розенблат Г. М.** Модель точечного контакта в задачах механики с качением. № 10.
- Рубин А. М. Расчетная модель резьбового соединения при произвольном порядке расположения зазоров между витками резьбы. № 2. Оценка параметров резьбового соединения при равномерном распределении нагрузки по виткам резьбы. № 6.
- Рябов Г. К., Медведев В. И., Петров А. В. Работа храпового механизма свободного хода блочного типа в импульсной бесступенчатой механической передаче. № 10.
- Савкин А. Н., Горобцов А. С., Андроник А. В., Седов А. А. Анализ усталостного ресурса конструктивных элементов автомобиля при использовании различных материалов и случайном нагружении. № 4.
- **Саяпин С. Н.** Универсальный быстро собираемый параболический рефлектор с регулируемой поверхностью для работы в СВЧ диапазоне. № 11.
- Семеноженков В. С., Семеноженков М. В., Пешков В. В. Обоснование конструктивных параметров модуля робота на основе анализу характеристик вибрации. № 3.
- **Солоденков С. В., Лютин К. И., Чугунова Е. Е.** Оценка устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения и способы ее повышения. № 6
- **Султангалеев Р. Н., Пашали Д. Ю., Бойкова О. А.** Автоматизированный стенд для испытаний вентильных двигателей постоянного тока. № 8.
- **Сычев А. П.** Объемная плотность энергии деформации в антифрикционных тканых композитах. № 10.
- **Тверсков Б. М.** Гашение крутильных колебаний трансмиссии. № 11.
- Фасхиев Х. А., Салахов И. И., Волошко В. В. Определение КПД дифференциального механизма автоматических коробок передач. № 2.
- **Халилов И. А.** Исследование динамических свойств приводов машин с учетом демпфирующих и конструктивных особенностей соединительных муфт. № 4.
- **Хорев А. И.** Термическая обработка и сварка титановых сплавов.  $\mathbb{N}$  10.
- **Цумарев Ю. А., Латыпова Е. Ю., Игнатова Е. В.** Влияние конструктивных параметров соединяемых деталей на напряженно-деформированное состояние паяного нахлесточного соединения. № 4.
- **Шарков О. В.** Оценка шумовых характеристик приводного барабана конвейера с импульсным вариатором. № 3.

- **Шермухамедов А. А., Хакимзянов Р. Р.** Прочностные характеристики каркаса кабины трактора при ударных нагрузках. № 12.
- **Щербаков В. И., Аксенов Д. В.** Выбор конструктивных параметров механической части инспекционного снаряда для нефтегазовых магистралей. № 9.
- **Янко В. М.** Поверхностная обработка резьбы на титановых трубах для повышения надежности и долговечности соединений. № 11.

#### Пикл статей

- "Проблемы трибологии трения, изнашивания и смазки"
- **Бахтиарова III. А., Волков В. В., Абубекерова Ю. Н., Тудоска А. Г.** Повышение эффективности контактно-эрозионного профилирования алмазных шлифовальных кругов и алмазного профильного круглого шлифования. № 1.
- **Дроздов Ю. Н., Безносов А. В., Бокова Т. А., Шумилков А. И., Махов К. А., Черныш А. С.** Трение в среде высокотемпературного свинцового теплоносителя. № 11.
- **Дроздов Ю. Н., Маленко П. И.** Структурно-фазовые превращения в контактирующих поверхностных слоях сталей с покрытиями при трении скольжения со смазочным материалом. № 10.
- **Дроздов Ю. Н., Соколов С. Л., Ушаков Б. Н.** Расчетно-экспериментальный анализ контактных напряжений в шарнирных соединениях. № 4.
- **Задорожная Е. А., Леванов И. Г., Пырьев С. А.** Расчет сложнонагруженных трибосопряжений высокофорсированного дизеля. № 12.
- **Карапетян Д. Э., Лукин И. П., Шемякин Э. В.** Способ повышения долговечности подшипников качения. № 10.
- **Коченов В. А.** Естественный износ и проектирование приработанных трибосопряжений поршневых ДВС. № 1.
- **Коченов В. А., Гоева В. В., Гришин Н. Е., Казаков С. С.** Зависимость долговечности и износостойкости трибосопряжений от формы поверхностей пары трения. Совершенствование измерений компрессии ДВС. № 8.
- **Крохалев А. В., Авдеюк О. А., Приходьков К. В., Кузьмин С. В., Лысак В. И.** Оптимизация составов порошковых твердых сплавов, используемых в подшипниках скольжения, смазываемых водой. № 5.
- Ларионов С. А., Власов Ю. А., Саркисов Ю. С., Антипов В. Б., Цыганок Ю. И., Медведев Ю. В. Получение, идентификация и применение наноуглеродных материалов в триботехнических системах транспортных машин. № 8.
- **Орлов А. В.** Динамические нагрузки в шарикоподшипниках, возникающие в результате их изнашивания. № 1.
- Перекрестов А. П., Чанчиков В. А., Боловин В. Г. Экспериментальные исследования и оптимизация физико-механических свойств магнитных смазочных материалов. № 6.
- **Рецензия** на книгу С. А. Герасимова, Л. И. Куксеновой, В. Г. Лаптевой "Структура и износостойкость азотированных конструкционных сталей и сплавов.  $\mathbb{N}_{2}$  6.
- **Санинский В. А., Платонова Ю. Н.** Исследование пар трения с поверхностями контакта синусоидальной формы. № 7.
- **Седакова Е. Б., Козырев Ю. П.** Прогнозирование триботехнических свойств полимерных композитов на основе физической модели изнашивания. № 11.
- **Старостин Н. П., Кондаков А. С., Васильева М. А., Дедюкин А. Е.** — Тепловая диагностика трения в подшипниках скольжения с учетом движения вала. № 2.

#### ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

- **Агеев Е. В., Агеева Е. В.** Разработка оборудования и технологии получения порошков из отходов вольфрамсодержащих твердых сплавов для промышленного использования. № 11.
- **Амиров Ф. Г.** Особенности механической обработки на позициях. № 1.

- **Баракаев Н. Р., Бахадиров Г. А., Ризаев А. А., Шин И. Г.** Комбинированный сепаратор для фракционного разделения сыпучих материалов. № 8.
- **Бахвалов В. А.** Причины возникновения и пути устранения эпизодического массового брака по шлифовочным трещинам. № 4.
- **Блинов Д. С., Шатилов А. А.** Экспериментальное исследование точности установки и обработки заготовок при использовании широкодиапазонных оправок с разрезной цангой. № 7.
- Вайнер Л. Г., Носенко В. А., Сафронов А. Э. Исследование трансформации рабочих поверхностей шлифовальных кругов при поточной обработке торцов колец подшипников. № 12.
- Ванчиков А. В., Ванчиков В. Ц., Истомина Л. М. Эффект прилипания частиц потока вязкой несжимаемой жидкости к стенкам капилляров при числе Рейнольдса  $Re \approx 6,3. \ \mathbb{N} 2.00$
- Ванчиков А. В., Ванчиков В. Ц., Хомяков Г. К., Истомина Л. М. Определение сопротивления граничного слоя несжимаемой жидкости сдвиговым усилиям в капиллярах гидросистем. № 9.
- **Григорьев С. Н., Кузнецов А. П., Волосова М. А., Кориат Х.-Дж.** Классификация металлорежущих станков по энергоэффективности. № 12.
- Гусейнов А. Г., Асадов III. Н. Восстановление деталей диффузионным хромосилицированием. № 2. Увеличение срока службы деталей, восстановленных и упрочненных диффузионной металлизацией. № 3.
- **Димов Ю. В., Подашев Д. Б.** Округление острых кромок деталей эластичным абразивным инструментом. № 8.
- Долгих А. С., Ерёменко А. Ю., Макаров А. В., Сергиев А. И., Секирин Р. Ю. Оптимизация технологических параметров отделочной обработки в абразивных средах. № 9.
- **Древаль А. Е., Рубахин А. И.** Режуще-деформирующая обработка глубоких отверстий роликов машины непрерывного литья заготовок комбинированным инструментом. № 10.
- **Индаков Н. С., Бинчуров А. С.** Особенности ротационного точения многогранными резцами. № 10. Особенности геометрии многогранных резцов для ротационного точения. № 11.
- **Каржавин В. В., Ухлов И. В., Шибеко С. Г.** Получение паяных соединений из коррозионно-стойких сталей с использованием специальных покрытий. № 8.
- **Карпусь В. В., Котляр А. В.** Анализ точности многоинструментной обработки на токарных станках.  $\mathbb{N}_2$  5.
- Крохалев А. В., Авдеюк О. А., Приходьков К. В., Савкин А. Н., Кузьмин С. В., Лысак В. И. — Технология взрывного плакирования заготовок твердыми сплавами. № 11.
- **Мадрахимов Д. У., Махкамов Р. Г.** Совершенствование технологии насечки зубьев на дисковых пилах. № 12.
- Максимов Ю. В., Бекаев А. А., Галактионов Д. А., Второва А. Ю. Обеспечение точности позиционирования рабочих органов технологического оборудования. № 10.
- Максимченко Н. Н. Исследование фрикционного плакирования гибким инструментом с использованием некомпозиционных планов второго порядка. № 9.
- Марущак П. О., Сорочак А. П., Мочарский В. С. Фрактографический анализ поверхности и механизмов разрушения стали  $15X13M\Phi$  после лазерной ударно-волновой обработки. № 4
- Матлин М. М., Лебский С. Л., Казанкина Е. Н., Казанкин В. А. Определение шероховатости поверхностей деталей, обработанных дробеупрочнением. № 10.
- **Нодельман М. О., Суховилов Б. М.** Метод определения касательного напряжения стружкообразования при точении пластичных металлов. № 6.
- Онищенко Д. В., Чаков В. В., Петров В. В. Технология получения функциональных нанокомпозитных систем на основе растительного и минерального сырья. № 7. Механохимическое формирование карбида вольфрама с использованием модификаций углерода, полученных из растительного сырья. № 9.

- Пасько Н. И., Картавцев И. С. Моделирование процесса текущего контроля и подналадки станка с ЧПУ с применением контрольных карт. № 8.
- **Пини В. Е.** Сопротивление подшипников качения и скольжения вращению. № 11.
- Полянский С. Н., Бутако С. В. Интенсификация использования технологической среды. № 4.
- Пустовалов Д. А., Мокрицкий Б. Я., Шпилёв А. М., Высоцкий В. В., Саблин П. А., Приходченко О. В. О работоспособности металлорежущего инструмента при обработке материалов, используемых в химическом и нефтегазовом машиностроении. № 6.
- Расторгуев Г. А. Особенности обработки канавок в деталях машин. № 5. Оптимальная последовательность операций механической обработки с учетом технологической наследственности. № 11.
- Рева В. П. Исследование механизма диспергирования стружки быстрорежущей стали в присутствии твердофазного высокомолекулярного соединения. № 4.
- **Рева В. П., Моисеенко Д. В.** Механохимическая технология переработки отходов металлобработки быстрорежущей стали. № 2.
- **Садыхов А. И., Ширзадов Ф. М.** Нанесение износостойких покрытий и модификация поверхностей методом ТІG. № 8. Улучшение триботехнических свойств чугунных поверхностей легированием методом ТІG. № 9.
- **Сметанин С. Д., Шаламов В. Г.** Получение порошков с частицами заданных формы и размеров ротационным фрезерованием. № 10.
- **Суслов А. Г., Петрешин Д. И.** Автоматизированное обеспечение параметров качества поверхностностей, получаемых механической обработкой. № 4.
- **Тамаркин М. А., Тищенко Э. Э., Тихонов А. А.** Исследование параметров качества поверхностного слоя детали при гидроабразивной обработке.  $\mathbb{N}_2$  4.
- Фомин А. А. Снижение уровня вибрации инструмента при фасонном фрезеровании горбыля. № 1. Анализ схем попутного и встречного фрезерования заготовок с неоднородными свойствами. № 2.
- Фомин А. А., Гусев В. Г. Виброперемещения шпинделя под действием моментной и динамической неуравновешенности режущего инструмента. № 5.
- **Шелет В. К., Цумарёв Ю. А., Цумарев Е. Н.** Влияние шунтирования тока при контактной точечной сварке на диаметр сварной точки.  $\mathbb{N}$  6.
- **Юркевич В. В.** Диагностика металлообрабатывающих станков. № 11.
- **Янко В. М.** Изготовление конических резьб на трубопроводной арматуре и способы повышения герметичности резьбовых соединений. № 3.

#### Цикл статей "Проблемы теории механической обработки"

Воронцов А. Л. — Теоретическое обеспечение технологической механики. 1. Принципы и разделы механики сплошной среды. № 1; 2. Применение тензоров и сдвиговых обозначений. № 2; 3. Необоснованность закона парности касательных напряжений. № 3; 4. Условие пластичности, описание упрочнения и связь между напряжениями и деформациями. № 4; 5. Экстремальные принципы и проверка теоретических исследований механической обработки металлов. Часть 1. № 5. Часть 2. № 6; 6. Сопоставление теории пластичности с теорией обработки металлов давлением. Часть 1. № 7. Часть 2. № 8; 7. Осесимметричная задача теории пластичности. Часть 1. № 9. Часть 2. № 10. Часть 3. № 11; 8. Плоская задача теории пластичности. Часть 1. № 12.

#### Серия статей

#### "Моделирование технологических процессов обработки материалов в системе Marc (CAD/CAE)"

Жарков В. А. — Моделирование в системе Магс обработки материалов в машиностроении. Часть 6. Вытяжка детали сложной формы. № 2. Моделирование в системе Магс обработки материалов в машиностроении. Часть 7. Испытания и правка растяжением. № 3.

#### Серия статей

#### "Проблемы теории и практики резания материалов"

- **Аверьянова И. О., Шестаков Н. А.** Анализ процесса стружкообразования при резании. № 2.
- **Афонасов А. И., Ласуков А. А.** Процесс элементного стружкообразования при резании металлов. № 12.
- **Барботько А. И., Понкратов П. А.** Графический способ определения усилий резания при выборе державки резца. № 3.
- **Бурочкин Ю. П.** Новые конструкции резцов с механическим креплением сменных многогранных пластин. № 5.
- Железнов Г. С., Андреева С. Г. Обеспечение требуемой шероховатости обработанной поверхности при развертывании отверстий. № 6.
- **Кабалдин Ю. Г., Олейников А. И.** Хаотическая динамика технологических систем. № 4.
- **Кабалдин Ю. Г., Серый С. В., Симагина Е. В.** Повышение устойчивости процесса при резании инструментом с нанопокрытием. № 3.
- **Кириллов А. К., Бутрим В. Н., Каширцев В. В., Хожаев О., Смурыгин А. В.** Исследование обрабатываемости резанием жаропрочных сплавов на никелевой и хромовой основах. № 7.
- Кирюшин И. Е., Кирюшин Д. Б., Насад Т. Г., Кирюшина М. О., Насад В. В. Качество и износостойкость поверхностного слоя деталей из труднообрабатываемых материалов после твердого точения. № 10.
- **Козочкин М. П.** Устойчивость процесса резания. № 2.
- **Красильников А. Я., Кравченко К. Ю.** Исследование устойчивости систем с запаздыванием, описывающих процесс фрезерования, в случае с одной степенью свободы. № 9.
- **Кремень 3. И., Поповский Д. А., Юрьев В. Г.** Шлифование титановых сплавов шлифовальными кругами на основе эльбора и алмаза. № 5.
- **Кузин В. В., Григорьев С. Н., Федоров С. Ю.** Изнашивание режущих пластин из нитридной керамики при обработке отливок из серых чугунов. № 3.
- **Носенко В. А., Носенко С. В.** Плоское глубинное шлифование пазов в заготовках из титанового сплава с непрерывной правкой шлифовального круга.  $\mathbb{N}$  4.
- Фомин А. А., Гусев В. Г. Геометрические отклонения профильной поверхности, формируемой при фрезеровании. № 7.
- **Чернянский П. М.** Последействие механической системы станков. № 1.
- **Швец С. В.** Оптимизация режимов точения при использовании виртуального оборудования. № 1.

#### Обработка материалов без снятия стружки

- Александров С. Е., Пирумов А. Р., Чесникова О. В. Влияние вращения бойков на толщину слоя интенсивных пластических деформаций вблизи поверхности трения. № 3.
- Артес А. Э., Сосенушкин Е. Н., Третьюхин В. В., Окунькова А. А. Новые ресурсо- и энергосберегающие технологии изготовления деталей обработкой давлением. № 5.

- Григорьев С. Н., Дмитриев А. М., Коробова Н. В., Толмачева Н. С. Снижение силы при штамповке стаканов путем совмещения закрытой прошивки заготовки и раздачи стенки поковки. № 5.
- **Герасимов В. Я., Парышев Д. Н.** Оценка деформационного упрочнения металла по твердости и электропроводности при волочении стальных прутков и накатывании резьбы. № 4.
- Додин Ю. С. Расчет температуры и усилия прессования алюминиевых баллонов. № 9.
- **Косарев В. А., Иванов В. Ф.** Разработка инструмента с пластинами из сверхтвердого нанокомпозита для планетарного формообразования внутренней резьбы пластическим деформированием. № 10.
- **Манзулин С. М., Сайкин Ю. Н.** Учет сложности конфигурации детали при холодной штамповке. № 11.
- Муравьев В. И., Бахматов П. В., Пицык В. С. Получение соединения втулка—вал запрессовкой с последующим спеканием. № 12.
- **Хорев А. И.** Основы обработки давлением титановых сплавов. No  $\,$  8
- **Щедрин А. В., Козлов А. Ю., Гаврилов С. А., Поляков А. О.**Влияние состава и применения металлоплакирующих смазочных материалов на поверхностное пластическое деформирование инструмента с регулярным микрорельефом. № 5.

#### Металлургическое оборудование и прокатное производство

- **Протасьев В. Б., Батова Н. Н.** Модернизация винтовых валков для холодной поперечно-винтовой прокатки.  $\mathbb{N}$  1.
- 3юзин А. А., Константинова И. С., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. Повышение точности и качества валков тонколистовой прокатки применением оптимальных способов базирования. № 3.

#### ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

- **Васильев В. Н.** Технологическая зависимость экономики, переход машиностроительных предприятий на инновационный путь развития и особенности выхода России из текущей депрессии. № 11.
- **Даниленко Б. Д.** Необходимость учета требований технической эстетики при создании новых изделий машиностроения. № 6.
- **Денисова Т. Н.** Оценка эффективности труда на промышленных предприятиях **У**ральского федерального округа. № 1.
- **Захаров М. Н., Третьякова В. А.** Критерии эффективности производственных процессов промышленного предприятия. № 10.
- Змиевский В. И. Оценка технической и технологической состоятельности предприятий при проведении тендеров. № 4.
- **Змиевский В. И., Манойло В. И.** Состояние дел в области аккредитации экспертов по оценки соответствия продукции установленным требованиям. № 7.
- **Карпусь В. Е., Котляр А. Н.** Многокритериальная оптимизация технологических систем механической обработки. № 6.
- **Кокодеева Н. Е., Кадыров Ж. Н., Кочетков А. В.** Пути совершенствования системы технического регулирования в машиностроении. № 8.
- **Кутин А. А., Туркин М. В.** Повышение эффективности изготовления компрессорных лопаток газотурбинных двигателей на основе производственных ячеек замкнутого технологического цикла. № 1.
- Омельченко И. Н., Лазарев С. В. Модель системы управления качеством производства на основе принципов производственной системы Тойота и учения Деминга. № 9.
- **Расулов Н. М.** Управление качеством изделия в процессе его изготовления. № 2.

- Речкалов А. В., Дунаев Д. Н., Даутова О. Р. Среднесрочное планирование продаж и производства. № 5. Применение функционала системы Infor ERP Ln для объемно-календарного планирования. № 8. Оптимизационное планирование литейного производства. № 12.
- **Соболев С. П.** Проблемы автоматизации крупных машиностроительных предприятий. № 8.
- **Черников Б. В.** Информационный анализ документации промышленных предприятий. № 3.
- Эркенов А. Ч., Бердашкевич А. П. Некоторые принципы формирования современной доктрины инженерного образования. № 1. Инженерное образование и модель регионального закона об образовании. № 6.

#### Проблемы промышленной экологии

**Дорошенко В. С.** — Криотехнология — получение металлических отливок в песчаных формах по ледяным моделям. № 6.

### Вопросы образования и кадровая политика в машиностроении

**Ивашов Е. Н., Васин В. А., Степанчиков С. В.** — Роль изобретательства в техническом прогрессе и профессиональном образовании. № 11.

#### ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

- **Алиев А. А.** Использование низкоуглеродистой стали при изготовлении деталей электрооборудования транспортных средств холодной штамповкой. № 3.
- **Безюков О. К., Жуков В. А.** Тепловые двигатели и парниковый эффект. № 7.
- Ванчиков А. В., Ванчиков В. Ц., Данеев Р. А., Данеев А. В. Особенности течения топлива через форсунки теплогенератора при его пуске в холодное время года. № 10.
- **Великанов Н. Л., Корягин С. И.** Напряженно-деформированное состояние двухслойных труб и колонн. № 1.
- **Воронин Ю. Ф., Камаев В. А.** Основы обучения эффективным методам повышения качества отливок.  $\mathbb{N}_2$  4.
- **Герасимова О. В., Герасимов В. Я.** Повышение прочности резьбовых изделий на основе опережающего пластического деформирования металла. № 1.
- **Декер И.** Модернизация традиционной токарной обработки с применением современных технологий. № 11.
- **Доронин С. В., Похабов Ю. П.** Повышение достоверности оценок прочности конструкций технических объектов. № 6.
- **Колесников К. С., Дубровский В. А.** Достижения РАН в области машиностроения за 2012 год. № 11.
- **Пашали Д. Ю., Бойкова О. А.** Определение коэффициентов внешнего магнитного поля электрических машин с учетом технологических и эксплуатационных факторов. № 3.
- **Сульдин С. П., Митин Э. В., Щекин А. В.** Автоматизация проектирования технологической документации с использованием системы КОМПАС. № 7.
- **Тарханов В. И.** Свойства крепежных деталей для работы при низких температурах. № 5.
- **Тимофеев Б. П., Новиков Д. В.** Новые стандарты по точности зубчатых колес и передач необходимое условие повышения конкурентоспособности отечественного редукторостроения.  $N \hspace{-0.8mm} \cdot \hspace{-0.8$
- **Хинчук** Д. Г. Лесная сеялка на базе средств малой механизации. № 8.
- **Цысс В. Г., Дерябина Л. Я., Любых А. М., Сергаева М. Ю.** Система сейсмоизоляции шаровых резервуаров для хранения жидких углеводородов. № 2.
- Щедрин А. В., Поляков А. О., Козлов А. Ю., Гаврилов С. А. Самоорганизация контактных процессов перспективное направление в трибологии. № 3.
- **Иванов А. Н.** Выставки "Нефтегаз 2012". № 1; "МАЅНЕХ 2012". № 3; "Высокие технологии XXI века 2013". № 9; "Металлообработка 2013". № 10.