ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

7

2009

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

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

Адрес редакции:

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

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., Алешин Н.П., Братухин А.Г., Воронцов А.Л., Гусейнов А.Г., Дмитриев А.М. (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.**, **Древаль А.Е.** (председатель секции технологии машиностроения), **Дроздов Ю.Н.** (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А.**, **Омельченко И.Н.** (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф.**, **Попов Д.Н.**, **Рыбин В.В.**, **Салтыков М.А.**, **Трегубов Г.П.**, **Цыганкова И.А.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Ивашов Е. Н., Васин В. А., Степанчиков С. В. — Механические системы электронного машиностроения на основе многокоординатных исполнительных устройств . 3

Ахвердиев К. С., Мукутадзе М. А., Замшин В. А., Семенко И. С. — Гидродинамический расчет радиального подшипника скольжения, работающего в турбулентном режиме трения при неполном заполнении зазора вязкоупругой смазкой 11

Молчанов В. И. — Контактная жесткость металлополимерной червячной передачи . 18

Доронин С. В., Косолапов Д. В. — Оценка ресурса деталей машин импульсного действия 21

Шишкарев М. П. — Влияние точности срабатывания предохранительных муфт на прочность деталей и узлов приводов машин. 26

Уткин В. С., Уткин Л. В. — Расчет надежности валов по критерию прочности при вероятностных и возможностных переменных в математической модели предельного состояния 31

Гущин А. Н., Пачурин Г. В. — Эксплуатационные свойства штампованной низкоуглеродистой стали марок 08Ю и 08ЮА. 34

Остсемин А. А. — Методика расчетной оценки температуры капель электродного металла при сварке в углекислом газе 38

В помощь конструктору и расчетчику

Иванов А. С., Измайлов В. В. — Термическая проводимость плоского стыка 41

Цикл статей
"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

Козырев Ю. П., Седакова Е. Б. — Многофакторный анализ механизмов износа политетрафторэтилена и его композита с использованием эмпирического закона 43

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Минаков А. П., Камчицкая И. Д., Зайцев Д. Л., Тюков А. В. — Ресурсосберегающая технология упрочняющей пневмовибродинамической обработки плоских поверхностей для ремонтного и основного производств 47

Бахтиаров Ш. А. — Технологическое обеспечение точности контактно-эрозионной правки алмазных кругов формы 6А2 и 12А2. 54

Гусейнов Г. А., Багиров С. А. — Разнозернистый шлифовальный круг 56

Абрамов Ф. Н. — К вопросу об основных и дополнительных факторах, влияющих на точность базирования заготовок. 59

Обработка материалов без снятия стружки

Яковлев С. С., Поликарпов Е. Ю. — Вытяжка толстостенных цилиндрических заготовок из анизотропных материалов с утонением стенки 62

Воронцов А. Л. — Изменение геометрии цилиндрической заготовки при осадке с контактным трением 68

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Дежкина И. П., Лещенко М. И., Поташева Г. А. Принципы построения структуры управления организацией 76

Нодельман М. О., Суховилов Б. М. — Оценка и повышение эффективности работы производственных подразделений предприятия 80

Федоров В. К., Бендерский Г. П., Епанешникова И. К. — Методика определения трудоемкости опытно-конструкторских работ в инновационных процессах создания специального технологического оборудования 83

Ушаков А. Е. — Равномерная закладка на автомобильном сборочном конвейере . . 87

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Христофорова А. А., Соколова М. Д. — Резинобитумные композиции для дорожного строительства в районах с холодным климатом 89

Гольдфарб В. И. — Конференция по зубчатым передачам. 93

Петренко А. — Пилотный проект по дистанционному обследованию объектов газотранспортной системы 94

Дроздов Ю. Н. — Рецензия на книгу А. Н. Петухова 95

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Ivashov E. N., Vasin V. A., Stepanchikov S. V. — Mechanical systems of electron engineering based on the multicoordinate executive devices

Akhverdiev K. S., Mukutadze M. A., Zamshin V. A., Semenko I. S. — Hydrodynamic calculation of radial slider bearing, working in the turbulent friction conditions with incomplete filling of a gap by a viscoelastic lubricant

Molchanov V. I. — A contact stiffness of a metal-polymeric worm gearing

Doronin S. V., Kosolapov D. V. — Resource evaluation of the machinery pulse-acting parts

Shishkarev M. P. — Influence of safety clutches pickup accuracy upon durability of the machinery parts and units

Utkin V. S., Utkin L. V. — Calculation the shaft's reliability per a strength condition at probabilistic and possible variables in the mathematical model of limiting state

Gushchin A. N., Pachurin G. V. — Operating ability of the pressed low-carbon steel of 08YU and 08YUA grades

Otsemin A. A. — A calculating evaluation technique of the electrode metal drops temperature at welding in the carbon dioxide medium

For the benefit of designer and estimator

Ivanov A. S., Izmaiilov V. V. — Thermal conductance of a flat joint

Series of articles
"Problems of tribology — friction, wear and lubrication"

Kozyrev Yu. P., Sedakova E. B. — A multiple-factor analysis of wear mechanisms of polytetrafluoroethylene and its composite with use of an empirical regularity

MANUFACTURING ENGINEERING

Minakov A. P., Kamchitskaya I. D., Zaiitsev D. L., Tyukov A. V. — Resource-saving technology of reinforcing pneumo-vibrodynamic working of flat surfaces for the repair and mainline productions

Bakhtiarov Sh. A. — Technological assurance of contact-erosion trimming accuracy of diamond grinding wheels 6A2 and 12A2 forms

Guseiinov G. A., Bagirov S. A. — An anisomerous grinding wheel

Abramov F. N. — On the matter of main and additional factors influencing on the workpieces basing accuracy

Chipless materials working

Yakovlev S. S., Polikarpov E. Yu. — Draw-forming thick-walled cylindrical workpieces out of anisotropic materials with wall thinning

Vorontsov A. L. — A cylindrical workpiece geometry change at yielding with contact friction

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Dezhkina I. P., Leshchenko M. I., Potasheva G. A. — Design principles of an enterprise control structure

Nodel'man M. O., Sukhovilov B. M. — Evaluation and enhancement the enterprise's operating department work efficiency

Fedorov V. K., Benderskyi G. P., Epaneshnikova I. K. — Labor expenditures determination technique of the development works in the innovation processes of creation of specific manufacturing equipment

Ushakov A. E. — Uniform laying on the automotive assembly conveyor

TECHNICAL INFORMATION

Khristoforova A. A., Sokolova M. D. — Rubber-bituminous compositions for highway engineering in the regions with frigid climate

Gol'dfarb V. I. — Conference on the gearings

Petrenko A. — A test project on remote examination of the objects of gas transport system

Drozdov Yu. N. — Review on the A. N. Petukhov's book

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

Сдано в набор 04.05.2009. Подписано в печать 16.06.2009.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 12,91. Заказ 539.

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

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2009

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.793.06

Е. Н. ИВАШОВ д-р техн. наук, В. А. ВАСИН, С. В. СТЕПАНЧИКОВ, кандидаты технических наук (МИЭМ)

Механические системы электронного машиностроения на основе многокоординатных исполнительных устройств[1]

Рассмотрены вопросы применения многокоординатных исполнительных устройств в объектах электронного машиностроения. Показано, что существенное повышение эксплуатационных характеристик оборудования электронной техники может быть достигнуто путем использования устройств на основе *l*-координат, которые по сравнению с традиционными исполнительными устройствами могут одновременно выполнять функции манипуляторов, транспортных устройств и гасителей колебаний.

Ключевые слова: многокоординатные исполнительные устройства, *l*-координатные приводы, гибкие производственные системы, электронная техника, оборудование.

Matters of use of the multicoordinate executive devices in the objects of electronic engineering are considered. It was shown that substantial improvement of the electronics operating performances may be obtained by use of devices on the l-coordinate base. These devices as compared with traditional executive devices can operate at once as manipulators, transport units, and oscillation dampers.

Keywords: Multicoordinate executive devices, *l*-coordinate gears, FMS (Flexible Manufacturing Systems), electronic engineering, equipment.

Положение твердого тела в пространстве относительно любой системы координат определяется шестью параметрами — угловыми и линейными. В системе, построенной по структуре *l*-координат [1], в качестве таких параметров используются длины l_1—l_6 шести отрезков, соединяющих выходные звенья с неподвижным основанием таким образом, что при заданных значениях l_1—l_6 образуется геометрически неизменяемая структура (рис. 1).

В отличие от общепринятых уравнений движения свободного твердого тела с использованием углов Эйлера уравнения движения в *l*-координатах описывают движение тела только в линейных величинах. Общее свойство *l*-координат заключается в образовании пространственных ферм, стержнями которых являются отрезки l_1—l_6, при этом сферические шарниры расположены в точках выходных звеньев и неподвижного основания, соединенных этими отрезками.

Исполнительное *l*-координатное устройство (рис. 2) содержит неподвижное основание *1* и выходное звено *2*, которые соединены шестью тягами *3* переменной длины. Длина тяги регулируется приводом в соответствии с командами программы, управляющей движением выходного звена относи-

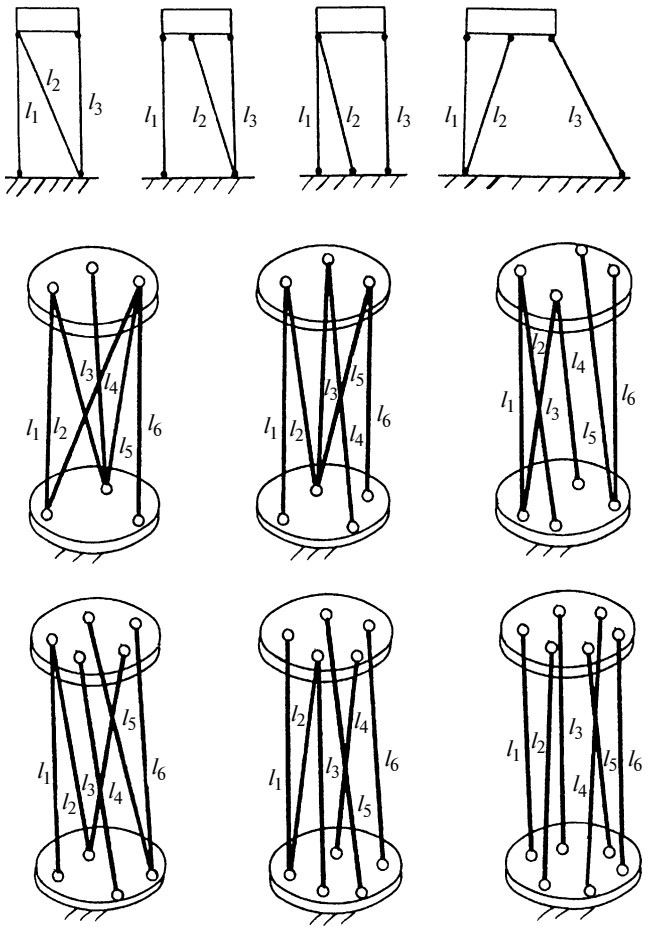


Рис. 1. Различные структурные схемы *l*-координатных исполнительных устройств

[1] Статья выполнена членами РВО (Российское научно-техническое вакуумное общество).

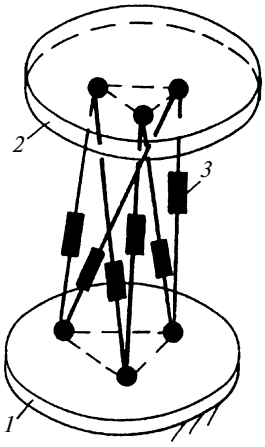


Рис. 2. Исполнительное устройство на основе *l*-координат

тельно неподвижного основания. Тяги связывают неподвижное основание и выходное звено посредством шарниров.

В одном *l*-координатном исполнительном устройстве реализуются три (плоское устройство) или шесть (пространственное устройство) степеней подвижности. При их последовательном соединении число степеней подвижности определяется формулами:

для плоского случая:
$$W = K(3n - 2p_1 - p_2);$$

для пространственного случая:
$$W = K(6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5),$$

где n — число подвижных звеньев кинематической цепи; K — число *l*-координатных модулей; p_1—p_5 — число пар соответствующего класса с одной-пятью степенями подвижности.

На основе *l*-координат разрабатываются исполнительные и информационные устройства (рис. 3). Исполнительные механизмы используются, например, в промышленных роботах (ПР), загрузочно-транспортных устройствах и устройствах гашения колебаний [2, 3]. При этом в качестве привода может применяться любой привод: пневмо-, гидропривод, электромеханический, магнитострикционный или основанный на пьезоэффекте. Информационные устройства используются в качестве датчиков силомоментного очувствления (тензометрические, струнные и т. д.), устройств для определения положения и перемещения тела в пространстве, в которых параметры l_i могут определяться как контактными, так и бесконтактными методами, например с помощью ультразвука.

Основные преимущества *l*-координатных исполнительных устройств по сравнению с другими заключаются в следующем: математическое описание положения и перемещения тела (выходного звена) выполняется только с помощью линейных величин; появляется возможность построения исполнительных и информационных устройств на едином принципе; возможность идентифицировать привод; использовать все известные способы передачи движения в вакуумный технологический объем без узлов трения; повышенная жесткость; высокая точность.

Во многих случаях большое значение имеет определение длин l_1—l_6 в зависимости от положения тела, т. е. выходного звена.

Положение тела относительно неподвижного основания в декартовых координатах определяется для каждой структуры отдельно.

Рассмотрим конкретный пример. Пусть дана некоторая структура (рис. 4). Положение основания определяется тремя точками: $A\{0, a, 0\}$, $O\{0, 0, 0\}$, $B\{b, 0, 0\}$, положение тела — точками $A'\{X_A, Y_A, Z_A\}$, $O'\{X_O, Y_O, Z_O\}$, $B'\{X_B, Y_B, Z_B\}$, причем $AA' = l_1$, $OA' = l_2$, $A'B = l_3$, $OO' = l_4$, $O'B = l_5$, $OB' = l_6$.

Система уравнений для определения координат X_A, Y_A, Z_A, X_B, Y_B, Z_B, X_O, Y_O, Z_O имеет вид:

$$\begin{cases} l_1 = \sqrt{X_A^2 + (Y_A - a)^2 + Z^2}; \\ l_2 = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2 + Z_A^2}; \\ l_3 = \sqrt{(X_A - b)^2 + Y_A^2 + Z_A^2}; \\ l_4 = \sqrt{X_O^2 + Y_O^2 + Z_O^2}; \\ l_5 = \sqrt{(X_O - b)^2 + Y_O^2 + Z_O^2}; \\ l_6 = \sqrt{(X_B - b)^2 + Y_B^2 + Z_B^2}; \\ a = \sqrt{(X_A - X_O)^2 + (Y_A - Y_O)^2 + (Z_A - Z_O)^2}; \\ b = \sqrt{(X_B - X_O)^2 + (Y_B - Y_O)^2 + (Z_B - Z_O)^2}; \\ c = \sqrt{(X_B - X_A)^2 + (Y_B - Y_A)^2 + (Z_B - Z_A)^2}. \end{cases} \quad (1)$$

Приведем последовательность решения системы уравнений (1).

Первый этап — решаем систему уравнений:

$$\begin{cases} l_1 = \sqrt{X_A^2 + (Y_A - a)^2 + Z_A^2}; \\ l_2 = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2 + Z_A^2}; \\ l_3 = \sqrt{(X_A - b)^2 + Y_A + Z_A^2}, \end{cases}$$

находим X_A, Y_A, Z_A.

Второй этап — решаем систему уравнений:

$$\begin{cases} l_4 = \sqrt{X_O^2 + Y_O^2 + Z_O^2}; \\ l_5 = \sqrt{(X_O - b)^2 + Y_O^2 + Z_O^2}; \\ a = \sqrt{(X_A - X_O)^2 + (Y_A - Y_O)^2 + (Z_A - Z_O)^2}, \end{cases}$$

находим X_O, Y_O, Z_O.

Третий этап — решаем систему уравнений:

$$\begin{cases} l_6 = \sqrt{(X_B - b)^2 + Y_B^2 + Z_B^2}; \\ b = \sqrt{(X_B - X_O)^2 + (Y_B - Y_O)^2 + (Z_B - Z_O)^2}; \\ c = \sqrt{(X_B - X_A)^2 + (Y_B - Y_A)^2 + (Z_B - Z_A)^2}, \end{cases}$$

находим X_B, Y_B, Z_B.

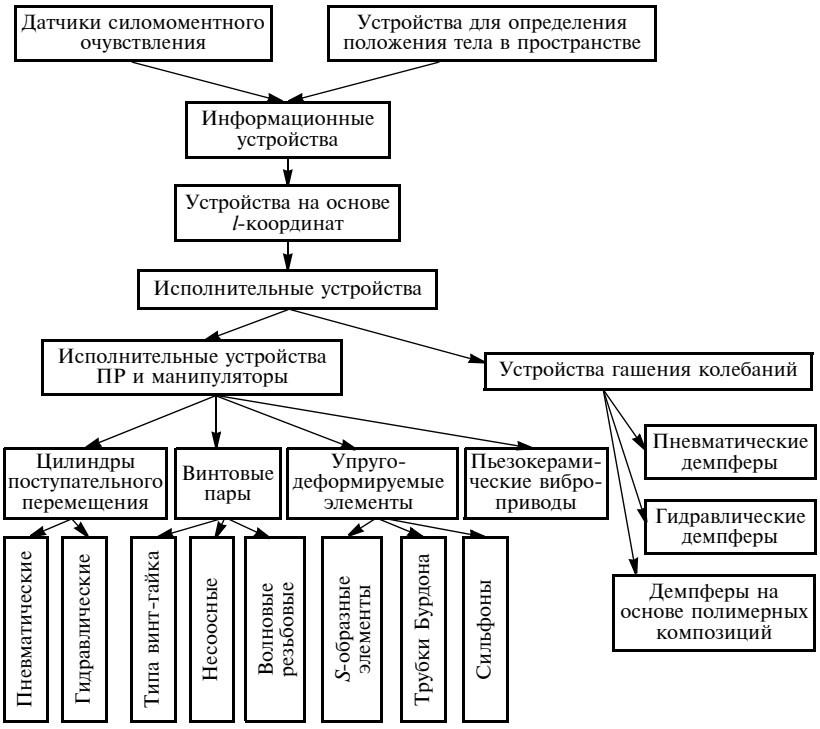


Рис. 3. Области применения *l*-координатных исполнительных устройств

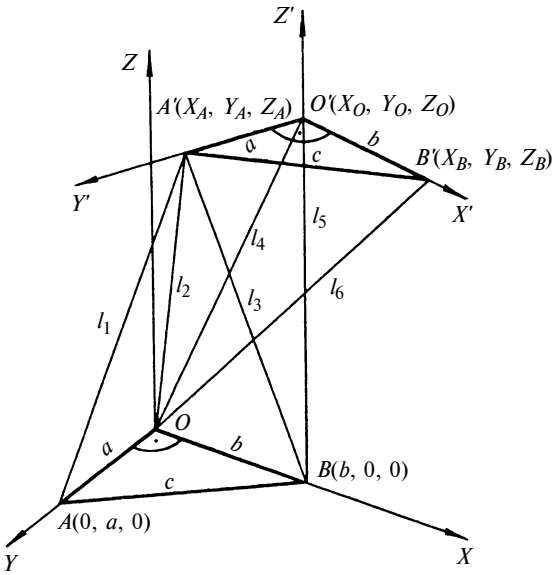


Рис. 4. Положение тела относительно неподвижного основания

Таким образом, система уравнений (1) решена.

Углы φ, ψ, θ между координатными осями OX и $O'X'$, OY и $O'Y'$, OZ и OZ' находятся по правилам векторной алгебры как углы между соответствующими векторами $\overrightarrow{OA}$ и $\overrightarrow{OA'}$, $\overrightarrow{OB}$ и $\overrightarrow{OB'}$, $\overrightarrow{OD}$ и $\overrightarrow{O'D'}$.

Так, например, угол φ определяется перемножением векторов $\overrightarrow{OA}$ и $\overrightarrow{O'A'}$:

$$\overrightarrow{OA} = \{0,\ a,\ 0\};$$

$$\overrightarrow{O'A'} = \{X_A - X_O;\ Y_A - Y_O;\ Z_A - Z_O\};$$

$$\overrightarrow{OA} \times \overrightarrow{O'A'} = |OA| \times |O'A'|\cos\varphi;$$

$$a(Y_A - Y_O) = \sqrt{(X_A - X_O)^2 + (Y_A - Y_O)^2 + (Z_A - Z_O)^2}\,\alpha\cos\varphi.$$

Тогда

$$\varphi = \arccos\frac{Y_A - Y_O}{\sqrt{(X_A - X_O)^2 + (Y_A - Y_O)^2 + (Z_A - Z_O)^2}}.$$

Угол ψ находится перемножением векторов $\overrightarrow{OB}$ и $\overrightarrow{O'B'}$:

$$\overrightarrow{O'B'} = \{X_B - X_O;\ Y_B - Y_O;\ Z_A - Z_O\};$$

$$\overrightarrow{OB} = \{b,\ 0,\ 0\};$$

$$\overrightarrow{O'B'} \times \overrightarrow{OB} = |O'B'| \times |OB|\cos\psi;$$

$$b(X_B - X_O) = \sqrt{(X_B - X_O)^2 + (Y_B - Y_O)^2 + (Z_B - Z_O)^2}\,b\cos\psi;$$

$$\psi = \arccos\frac{X_B - X_O}{\sqrt{(X_B - X_O)^2 + (Y_B - Y_O)^2 + (Z_B - Z_O)^2}}.$$

Угол θ находится из перемножения векторов $\overrightarrow{OD}$ и $\overrightarrow{O'D'}$: $\overrightarrow{OD} = |OA| \times |OB|\sin 90°$;

$$\overrightarrow{O'D'} = |O'A'| \times |O'B'|\sin 90°;$$

$$\overrightarrow{O'D'} \times \overrightarrow{OD} = |O'A'| \times |O'B'| \times |OA| \times |OB|\cos\theta;$$

$$O'A' = \{X_A - X_O;\ Y_A - Y_O;\ Z_A - Z_O\};$$

$$O'B' = \{X_B - X_O;\ Y_B - Y_O;\ Z_B - Z_O\};$$

$$\overrightarrow{OA} = \{0;\ a;\ 0\};\quad |OA| = a;$$

$$\overrightarrow{OB} = \{b;\ 0;\ 0\},\quad |OB| = b;$$

$$\overrightarrow{OD} = |OA|\,|OB|\sin 90°;$$

$$\overrightarrow{O'D'} = (X_A - X_O)(X_B - X_O) + (Y_A - Y_O)(Y_B - Y_O) + (Z_A - Z_O)(Z_B - Z_O);$$

$$\overrightarrow{OD} \times \overrightarrow{O'D'} = |O'A'| \times |O'B'| \times |OA| \times |OB|\cos\theta;$$

$$ab[(X_A - X_O)(X_B - X_O) + (Y_A - Y_O)(Y_B - Y_O) + (Z_A - Z_O)(Z_B - Z_O)] = \sqrt{(X_A - X_O)^2 + (Y_A - Y_O)^2 + (Z_A - Z_O)^2} \times \sqrt{(X_B - X_O)^2 - (Y_B - Y_O)^2 - (Z_B - Z_O)^2}\,ab\cos\theta.$$

Получим:

$$\theta = \arccos \frac{\sqrt{[(Y_A - Y_O)(Z_B - Z_O) - (Z_A - Z_O)(X_B - X_O)]^2 + \rightarrow}}{\sqrt{[(X_A - X_O)^2 + (Y_A - Y_O)^2 + (Z_A - Z_O)] \times \rightarrow}} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\rightarrow + [(Z_A - Z_O)(X_B - X_O) - (X_A - X_O)(Z_B - Z_O)]^2 + [(X_A - X_0)(Y_B - X_O) - (Y_A - Y_O)(X_B - X_O)]}{\rightarrow \times [(X_B - X_O)^2 + (Y_B - Y_O)^2 + (Z_B - Z_O)^2]}.$$

Полученные выражения позволяют производить переход от *l*-координат к декартовым координатам и решать задачи динамики и управления такими устройствами.

Рассмотрим возможности применения *l*-координатных устройств для различного электронного оборудования (таблица).

Для оборудования, используемого при выращивании монокристаллов, наряду с высокой точностью поддержания скоростей перемещения деталей установки, отсутствием загрязнений расплава и выращиваемого монокристалла, стабильностью тепловых условий важным требованием является отсутствие вибраций, которое достигается применением специальных шестистепенных виброгасителей на основе *l*-координат.

При вакуумно-плазменном травлении, используемом для обработки многослойных пленок с несовместимыми в условиях химической очистки свойствами слоев, для повышения качества процесса необходимо, чтобы столик с подложками имел шесть степеней подвижности. Это обеспечивается использованием *l*-координатных устройств с электромеханическим приводом.

Установка для зондового контроля состоит из двух устройств: электромеханического и электронного. Первое содержит координатную систему с поворотным столиком для ориентации полупроводниковой пластины, закрепленной на нем, с механизмом вертикального перемещения для контакта с зондами. Для этого применяется *l*-координатное устройство.

Особое внимание уделяется виброзащите оборудования в целом. Вибрация может стать причиной разрушения пленки, так как зонд, совершая колебательные движения, может проколоть пленку. Поэтому необходима наиболее эффективная виброзащита по всем шести степеням подвижности, которая выполняется на основе *l*-координат.

К вакуумному оборудованию для осаждения пленок термическим испарением в вакууме предъявляют следующие требования: высокая скорость откачки газов из рабочей камеры; высокая скорость испарения веществ и возможность регулирования ее в широких пределах путем изменения мощности испарителя; высокая производительность при групповой обработке подложек; возможность получения одновременно с осаждением пленки тонкопленочных элементов пассивной части интегральных микросхем требуемой конфигурации, возможность процесса как в высоком вакууме, так и в окислительной (или восстановительной) среде разряженного газа. Применение *l*-координатного устройства снижает число узлов трения, повышает равномерность и чистоту напыляемого слоя. Если в качестве приводных элементов использовать упругодеформированные трубчатые элементы, то узлы трения можно совсем исключить.

Катодное распыление по сравнению с термическим имеет следующие преимущества: большая площадь поверхности распыления; возможность распыления тугоплавких металлов и сплавов без изменения состава; отсутствие разогретых деталей в вакуумной камере; возможность точной регулировки толщины пленки путем изменения величины напряжения на электродах, возможность изготовления многослойных пленок. Эффективность этого метода можно повысить, если внутрикамерное устройство выполнить на основе *l*-координат, что значительно повысит равномерность покрытия.

Ионно-плазменное напыление проводят при давлении $10^{-1} \div 1^{-1}$ Па, что на порядок меньше, чем при катодном распылении. Это обеспечивает более чистые условия осаждения пленок ввиду увеличения концентрации электронов с термоэмиссионного катода, что приводит к увеличению концентрации ионнизированных атомов рабочего газа. Магнитная система фокусирует и локализует плазму вблизи мишени. Исполнительное устройство на основе *l*-координат в данном случае обеспечивает перемещение подложкодержателя по заданному закону. Таким образом, создается тонкопленочное покрытие с заданным распределением толщины напыляемого слоя.

Эксплуатация многокамерных установок молекулярно-лучевой эпитаксии показала, что оборудование должно обеспечивать получение равномерных по толщине структур на подложке диаметром $76 \div 100$ мм и более. Для повышения однородности пленки используют метод перераспределения вещества, попадающего на подложку с помощью неподвижной или вращающейся мембраны, или вращение подложки. Первое снижает коэффициент использования рабочего вещества, а вращение подложки усложняет конструкцию нагревательного устройства. Поэтому целесообразно применять движение подложки по сложной траектории с тремя или шестью степенями подвижности. Это может обеспечить исполнительное устройство на основе плоских и пространственных *l*-координат.

Метод электронной ОЖЕ-спектроскопии (ЭОС) используется для химического анализа поверхно-

Применение	Функциональное назначение	Среда	Схема	Результат
Выращивание монокристаллов	Виброзащита	Нормальная		Повышение выхода годных изделий
Вакуумно-плазменное травление	Перемещение подложкодержателя по заданному закону	Вакуум и инертный газ		Улучшение качества поверхности
Зондовый контроль	Виброзащита; совмещение координатной и поворотной систем	Нормальная		Снижение брака
Осаждение пленок термическим испарением в вакууме	Внутрикамерное исполнительное устройство	Вакуум		Повышение равномерности покрытия
Катодное распыление	Внутрикамерное исполнительное устройство	То же		То же
Ионно-плазменное напыление	Перемещение подложкодержателя по заданному закону движения	—»—		Создание покрытия с заданным распределением толщины
Молекулярно-лучевая эпитаксия	То же	—»—		Повышение выхода годных изделий
ОЖЕ-спектральный послойный анализ	Выброзащита	Нормальная		Повышение достоверности воспроизведения спектра
Многостепенные промышленные роботы и манипуляторы	Перемещение объекта с преодолением препятствия	Нормальная, вакуум		Повышение кинематических возможностей
Гибкие производственные системы микроэлектроники	Информационно-измерительные устройства	Нормальная		Определение текущих положений подвижных объектов

стей различных объектов. С помощью растровой ЭОС определяют распределение химических элементов на поверхности, а путем послойного анализа — пространственное распределение. Для получения высокой разрешающей способности необходима полная виброизоляция оборудования. Для этого целесообразно использовать специальные многокоординатные демпферы на основе *l*-координатных устройств.

В промышленных роботах (ПР) и манипуляторах и для плоского, и для пространственного движений можно использовать устройства на основе *l*-координат. Ввиду того что *l*-координаты одновременно являются и обобщенными координатами (т. е. независимыми), упрощается управление движением ПР, так как обеспечивается непосредственное измерение текущих значений *l*-координат с учетом влияния деформаций звеньев руки промышленного робота на положение схвата в пространстве.

В гибких производственных системах микроэлектроники *l*-координатные устройства используются для определения положения и перемещения объектов в пространстве.

Перечисленные выше области применения *l*-координатных устройств не исчерпывают всех возможностей.

В качестве приводов по каждой *l*-координате, как правило, используют обычные пневмоцилиндры, недостатком которых является отсутствие полной герметизации между поршнем и цилиндром, а также между штоком и торцом цилиндра, что не позволяет использовать их в среде с высоким разрежением.

Данный недостаток устранен в пневмоцилиндре на сильфонах, конструкция которого показана на рис. 5. Сильфоны *1* и *2* соединены одними концами с неподвижной заглушкой *3*, а другими — с подвижными поршнями соответственно *4* и *5*, связанными между собой стержнями *6*.

Заглушка *3* связана с основанием *7* посредством стержней *8*. Направляющие скольжения *9* и *10* служат для ориентации возвратно-поступательного движения исполнительного устройства (ИУ). Штуцеры *11* и *12* служат для подачи рабочего газа. Пневматическое ИУ работает следующим образом. При подаче газа через штуцер *11* удлиняется сильфон *2* и поршень *4* перемещается влево. При подаче газа через штуцер *12* удлиняется сильфон *1* и поршень *5* перемещается вправо. Трение и изнашивание в направляющих сведены до минимума путем использования специальных твердосмазочных покрытий.

Для устранения дискретности движения предложена следующая схема управления перемещением ИУ (рис. 6).

Датчик линейных перемещений (ДЛП) связан с ИУ. Сигнал от ДЛП поступает на блок управления (БУ), который связан с датчиками расхода газа ДРГ1 и ДРГ2, которые, в свою очередь, связаны с энергоносителем (ЭГ).

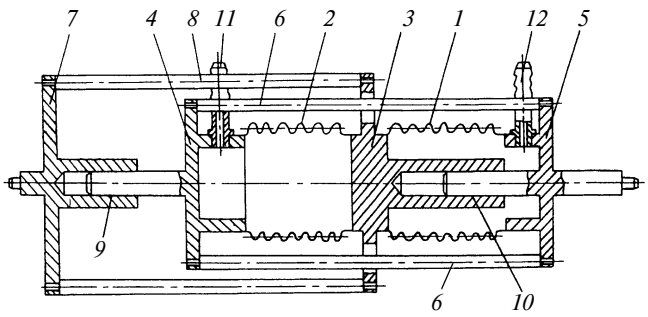


Рис. 5. Исполнительный механизм в виде пневмоцилиндра на сильфонах

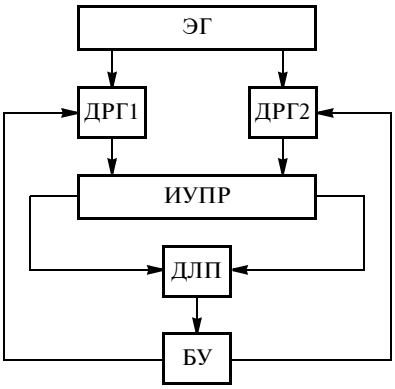


Рис. 6. Схема управления перемещением ИУ на сильфонах

При осуществлении заданного перемещения ДРГ1 и ДРГ2, регулирующие поступление газа в левые и правые сильфоны, перекрываются и ИУ перестает перемещаться. Точность позиционирования в этом случае зависит от точности ДЛП.

Подобные пневматические ИУ можно использовать в качестве элементной базы для создания ПР на основе *l*-координат. Устранение дискретности расширяет функциональные и кинематические возможности манипуляторов, выполненных на основе *l*-координат и используемых в среде высокого разрежения.

Принцип *l*-координат может быть использован для задания плоскопараллельного движения тела. При этом уравнения движения свободного твердого тела: $l_1 = f_1(t)$; $l_2 = f_2(t)$; $l_3 = f_3(t)$. Общее правило образования *l*-координат для плоскопараллельного движения: число *l*-координат равно трем; число точек на плоскости и на теле — 2 или 3; отрезки *l*-координат расположены таким образом, что не пересекаются в одной точке и хотя бы один из них не параллелен двум другим.

На рис. 7, *а* показан *l*-координатный манипулятор с тремя степенями подвижности, реализующий перемещение деталей в плоскости в соответствии с законами движения [4], который содержит тяги *1*, регулируемые двигателями *2* (например, пневмо-

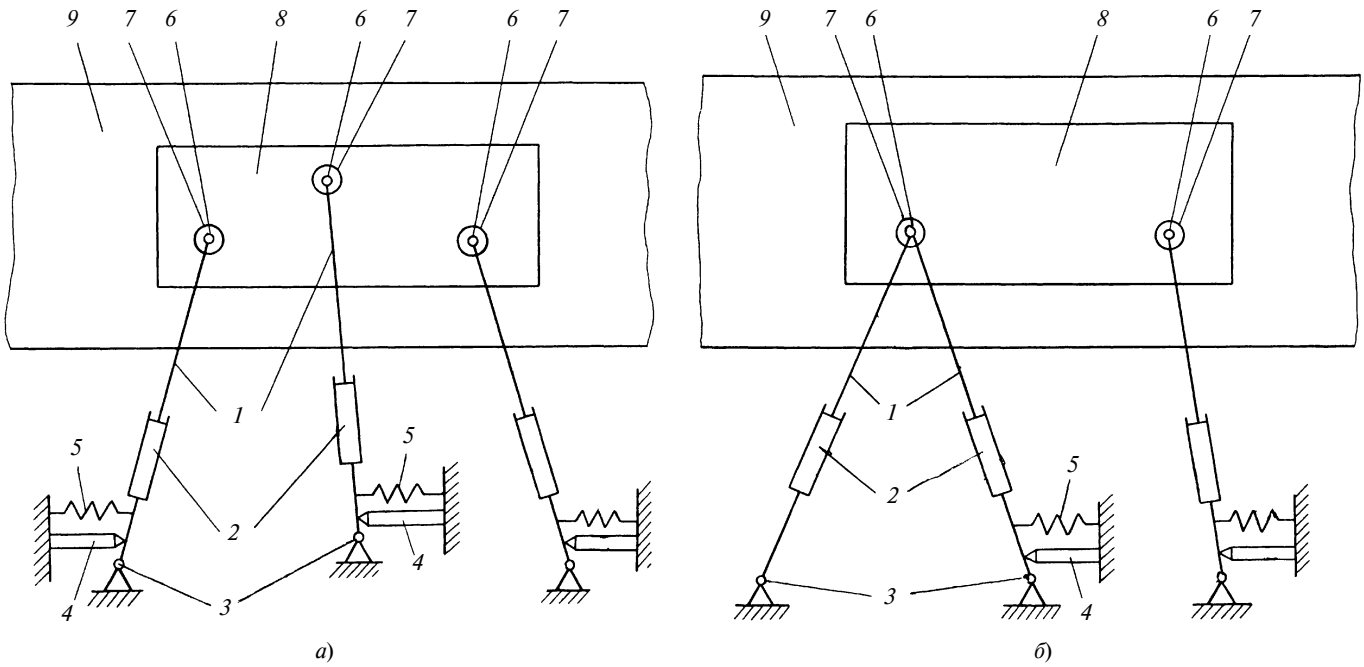


Рис. 7. Манипуляторы на основе *l*-координат с тремя (*а*) и двумя (*б*) захватами

цилиндрами), цилиндрические шарниры *3*, ограничители *4* поворота тяги, устройства *5* поджатия тяг к ограничителю, цилиндрические шарниры *6*, связывающие захваты *7* с тягами *1*. Кроме того, имеются перемещаемая и ориентируемая деталь *8* и стол *9*.

В исходном положении манипулятора захваты *7* не связаны с деталью *8* (плоская подложка), лежащей на столе *9*. Тяги прижаты устройствами *5* (например, пружиной) к ограничителям *4* поворота тяг *1*, длины тяг (*l*-координаты, равные расстояниям между шарнирами *3* и *6* каждой тяги) соответствуют заданным расчетным значениям, которые в соответствии с программой обеспечиваются приводами *2*.

По команде включения захваты *7* (пневмоприсоски) связывают каждую тягу *1* с деталью *8*, и *l*-координатный манипулятор становится единой системой, выходным звеном которого является деталь *8*.

Все перемещения и ориентация в плоскости, перпендикулярной оси шарнира, производятся с помощью приводов *2*, каждый из которых реализует один из трех законов движения.

Так как деталь имеет три степени подвижности, она абсолютно маневренна, т. е. может поворачиваться приводами *2* относительно любой точки и двигаться в любом направлении.

Зона перемещения детали в плоскости ограничена конструктивными параметрами манипулятора и, прежде всего, регулировкой длин тяг. Данный манипулятор позволяет перемещать деталь в близлежащей зоне. Для этого захваты соответствующей командой рассоединяются с деталью *8*. Под действием устройства *5* тяги поворачиваются до ограничителей *4* и занимают исходные положения. Длина тяги определяется программой. По команде захваты совмещают тяги с деталью, но уже в трех других точках. Начинается перемещение детали, например, от позиции обработки к позиции сборки. После окончания полного цикла перемещения детали она остается в конечной позиции, захваты размыкаются, тяги *1* возвращаются в исходную позицию.

Положения ограничителей можно регулировать. Это изменяет параметры манипулятора, а следовательно, и возможности перемещения детали. Ограничители могут быть снабжены приводом с числовым программным управлением, что позволит регулировать их положение в процессе манипулирования с одной деталью. Опоры должны обеспечивать положения тяг, отвечающие требованиям *l*-координат (приведены выше).

Тяги *1* могут располагаться на разных уровнях вдоль осей шарниров *3*, захваты могут иметь приводы перемещения вдоль осей шарниров *6*, что позволяет базировать захваты на поверхностях деталей, находящихся на разных уровнях вдоль осей этих шарниров.

Показанный на рис. 7, *б* *l*-координатный манипулятор имеет только два захвата *7*, с одним из которых связаны две тяги *1* посредством независимых шарниров, допускающих относительный поворот тяг и их поворот относительно захвата. Кроме того, только одна из сходящихся в одной точке двух тяг *1* имеет ограничитель *4* и устройство *5* поджатия, так как угловое положение тяг *1* определяется их длинами. Данный манипулятор реализует структуру *l*-координат с двумя опорными точками на теле.

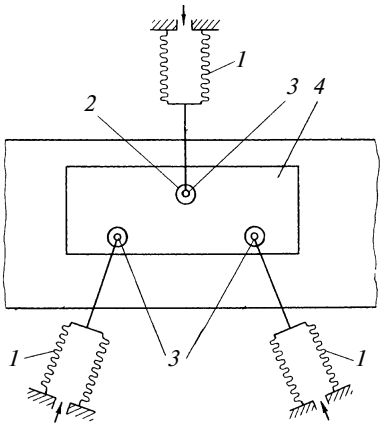


Рис. 8. Манипулятор на основе *l*-координат с приводами в виде упругодеформируемых элементов

В *l*-координатном манипуляторе, приведенном на рис. 8, приводы *1* выполнены в виде упругодеформируемых элементов (например, сильфонов), связанных с источником сжатого газа, подаваемого в эти элементы.

Работает механизм следующим образом. Перед соединением захватов *2* с деталью *4* упругодеформируемые элементы *1* находятся в исходном положении, что соответствует их свободному состоянию (сильфон не изогнут), расстояние по оси элементов от основания до центра схвата задано и обеспечено соответствующим давлением газа. После соединения захватов с деталью образуется координатный манипулятор, в котором изменение *l*-координат производится регулированием давления газа. При этом упругие элементы изгибаются. После отсоединения захватов *2* от детали *4* упругодеформируемые элементы возвращаются в исходное положение под действием сил упругости. Таким образом, для манипулятора не надо много шарниров, ограничителей и устройств поджатия. Кроме того, он может работать в условиях высокого разрежения и не загрязняет окружающую среду.

Манипулятор на *l*-координатах может содержать и более трех шарниров. Особенность работы такого устройства заключается в том, что деталь одновременно перемещается только тремя приводами (как описано выше), а выделение из всего множества приводов трех для манипулирования деталью производится в соответствии с программой. При этом по мере необходимости одни приводы отсоединяются от деталей, а другие подсоединяются к ним. Это увеличивает зону перемещения деталей и их маневренность, что позволяет автоматизировать многооперационные процессы в микроэлектронике.

Отметим, что отличительной особенностью современного этапа электронного машиностроения является решение вопросов нахождения рациональных соотношений между возрастающими требованиями по производительности оборудования и качеству выпускаемой продукции, которое во многом зависит от используемых ИУ.

Существенное улучшение эксплуатационных показателей оборудования электронного производства может быть достигнуто использованием устройств на основе *l*-координат, которые по сравнению с традиционными ИУ могут одновременно выполнять функции манипуляторов, транспортных устройств, гасителей колебаний и др.

Разработанная система *l*-координат является сравнительно новым математическим аппаратом, открывающим широкие возможности при решении прикладных задач в различных областях науки и техники, связанных с движением твердого тела в пространстве, в том числе и в системах гибких автоматизированных и роботизированных производств, виброметрии, навигации, диагностики и т. д.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Колискор А. Ш.** Разработка и исследование промышленных роботов на основе *l*-координат // Станки и инструмент. 1982. № 12. С. 21—24.

2. **Расчет** и конструирование механических систем оборудования аэрокосмической и электронной техники / Н. В. Василенко, Е. Н. Ивашов, С. В. Степанчиков и др. Томск: МГП "РАСКО", изд-во "Радио и связь", 1999. 304 с.

3. **Ивашов Е. Н.** Устройства на основе *l*-координат в оборудовании электронной техники: Учебное пособие. М.: МИЭМ, 1995. 35 с.

4. **А. с. 1366389 СССР:** МКИ^4 B25 J, 11/00. Механизм для ориентации и перемещения изделий.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописей смотрите в №7 за 2009 г. на второй странице обложки.

УДК 51:621:891

К. С. АХВЕРДИЕВ, д-р техн. наук, М. А. МУКУТАДЗЕ, В. А. ЗАМШИН, кандидаты технических наук,
И. С. СЕМЕНКО (Ростовский ГУПС)

Гидродинамический расчет радиального подшипника скольжения, работающего в турбулентном режиме трения при неполном заполнении зазора вязкоупругой смазкой

С использованием теории реодинамической смазки для максвеловской жидкости разработан метод расчета радиального подшипника скольжения, работающего в турбулентном режиме трения при неполном заполнении зазора вязкоупругой смазкой. Получены аналитические зависимости для основных рабочих характеристик подшипника — несущей способности и силы трения, позволяющие проектировать радиальные подшипники, работающие в турбулентном режиме трения с меньшими потерями мощности по сравнению с аналогичными подшипниками, работающими в ламинарном режиме трения.

Ключевые слова: гидродинамический расчет, вязкоупругая смазка, турбулентный режим.

Calculation method of radial slider bearing working in the turbulent friction conditions with incomplete filling of a gap by a viscoelastic lubricant has been elaborated with use of the rheodynamic lubrication theory for Maxwell fluid. Analytic dependences for main bearing's operating characteristics, particularly of the carrying capacity and frictional force, have been obtained. These dependences allow to design the radial bearings, working in the turbulent friction conditions with lesser power loss, as compared with analogous bearings, working in the laminar friction conditions.

Keywords: Hydrodynamic calculation, viscoelastic lubricant, turbulent conditions.

Применяемые в настоящее время смазочные материалы (масла), как известно [1—3], состоят из масляной основы (базового масла) и композиции присадок, придающих маслу вязкоупругие свойства. Вязкоупругие смазки типа минеральных масел с полимерными присадками получили широкое применение в опорах и подшипниковых узлах трения машин и механизмов. В высокоскоростных подшипниках скольжения, работающих на вязкоупругих смазках, возникает турбулентный режим трения. При высоких скоростях скольжения создаются значительные перепады вязкости и модуля упругости от температуры в основном в окружном направлении в случае радиального подшипника и по направлению движения направляющей в случае упорного подшипника.

При расчете подшипника, работающего на вязкоупругой смазке, указанные обстоятельства приводят к необходимости учета не только зависимостей ее вязкости и модуля упругости от температуры, но и турбулентности смазочной жидкости. Анализ литературы [4—7], посвященной исследованию работы подшипников скольжения на вязкоупругой смазке, показал, что в этих работах рассматривается ламинарный режим трения при полном и неполном заполнении зазора подшипника смазкой. В данной работе приводится метод гидродинамического расчета радиального подшипника, работающего на вязкоупругой смазке в турбулентном режиме трения, с учетом зависимости вязкости и модуля упругости смазки от температуры.

Постановка задачи. Рассматривается турбулентное течение вязкоупругой смазки в зазоре цилиндрического радиального подшипника скольжения. Предполагается, что имеет место неполное заполнение смазкой зазора между валом и вкладышем, вал вращается с угловой скоростью ω, подшипник неподвижен (рис. 1).

В полярной системе координат r, θ с полюсом в центре вала уравнения контура вала и вкладыша запишутся в виде: $r' = r_0$, $r' = r_1 + e\cos\theta$, где r_0 — радиус вала; r_1 — внутренний радиус вкладыша; e — эксцентриситет; α_1 и α_2 — угловые коэффициенты входной и выходной границ — начала и конца обрыва смазочного слоя.

Рассматриваемую задачу решаем аналитическим путем при следующих предположениях.

1. Зависимости коэффициента μ' вязкости и модуля G' упругости от температуры T' можно представить в виде:

$$\mu' = \mu_0 e^{-\alpha(T'-T_0)}; \quad G' = G_0 e^{-\alpha(T'-T_0)}, \tag{1}$$

где μ_0 и G_0 — характерные коэффициент вязкости и модуль упругости; T_0 — характерная температура; α — экспериментальная постоянная размерная величина.

2. Радиальная составляющая v_r' скорости намного меньше окружной составляющей v_θ' : $v_r' \ll v_\theta'$.

3. Давление p' постоянно по толщине пленки: $\partial p'/\partial r' = 0$.

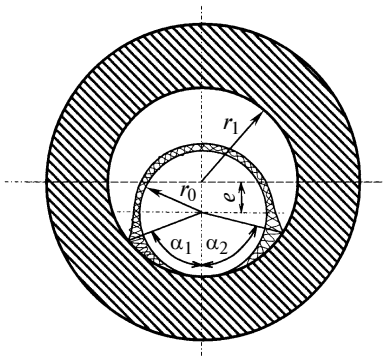


Рис. 1. Схема подшипника скольжения при наличии свободной поверхности смазочного слоя

4. Влияние турбулентности можно отразить с помощью коэффициента $j > 1$, на который следует умножить вязкость, чтобы получить эффективную вязкость. Кроме того, предполагается, что этот коэффициент можно выразить в виде функции числа Рейнольдса [8, 9]: $j = 0{,}01139\mathrm{Re}^{0{,}637}$, $\mathrm{Re} = \rho u^*/h_1$, где h_1 — толщина смазочной пленки на входной границе; ρ — плотность смазки; u^* — скорость скольжения.

5. Характеристики максвелловской жидкости могут быть выражены уравнением [7]

$$\frac{\partial v_\theta{}'}{\partial r'} = \frac{\tau'}{j\mu'} + \frac{1}{G'}\frac{\partial \tau'}{\partial t'}, \tag{2}$$

где τ' — касательное напряжение.

Если течение является новившимся, то производная $\partial/\partial t'$ в уравнении (2) может быть заменена производной $\omega\dfrac{\partial}{\partial\theta}$. Тогда характеристики потока могут быть приближенно выражены уравнением

$$\frac{\partial V_\theta{}'}{\partial r'} = \frac{\tau'}{j\mu'} + \frac{\omega}{G'}\frac{\partial \tau'}{\partial \theta}, \tag{3}$$

где $V_\theta{}'$ — окружная скорость потока.

Основные уравнения и граничные условия. Уравнение равновесия элемента жидкости, находящейся между поверхностями подшипника, при указанных выше допущениях имеет вид:

$$\frac{\partial \tau'}{\partial r'} = \frac{1}{r_0}\frac{\mathrm{d}p'}{\mathrm{d}\theta}, \tag{4}$$

где p' — давление в смазочном слое.

Интегрируя уравнение (4), получим:

$$\tau' = \frac{1}{r_0}\frac{\mathrm{d}p'}{\mathrm{d}\theta}r' + c'(\theta). \tag{5}$$

Для случая максвелловской жидкости, характеристики потока которой определяются уравнением (3), градиент скорости

$$\frac{\partial V_\theta{}'}{\partial r'} = \frac{1}{j\mu'}\left(\frac{1}{r_0}\frac{\mathrm{d}p'}{\mathrm{d}\theta}r' + c'(\theta)\right) + \frac{\omega}{G'}\left(\frac{1}{r_0}\frac{\mathrm{d}^2p'}{\mathrm{d}\theta^2}r' + \frac{\mathrm{d}c'}{\mathrm{d}\theta}\right). \tag{6}$$

Дифференцируя обе части уравнения (6) по r', получим:

$$\frac{\partial^2 V_\theta{}'}{\partial r'^2} = \frac{1}{j\mu'}\frac{1}{r_0}\frac{\mathrm{d}p'}{\mathrm{d}\theta} + \frac{\omega}{G'}\left(\frac{1}{r_0}\frac{\mathrm{d}^2p'}{\mathrm{d}\theta^2}\right). \tag{7}$$

При анализе рассматриваемой системы за исходные принимаем уравнение (7) и уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial V_{r'}'}{\partial r'} + \frac{V_{r'}'}{r'} + \frac{1}{r'}\frac{\partial V_\theta{}'}{\partial \theta} = 0. \tag{8}$$

Введем безразмерные переменные:

$$\left.\begin{aligned} &V_{r'}' = \omega\delta u;\ \ \delta = r_1 - r_0;\ \ V_\theta{}' = \omega r_0 v;\ \ p' = p^*p;\ \ p^* = \mu\omega r_0^2/\delta^2;\ \ r' = r_0 + \delta r;\ \ \eta = e/\delta;\\ &\mu' = \mu_0\mu;\ \ G_T' = G_{T_0}G_T;\ \ c' = c^*c;\ \ c^* = \mu_0\omega r_0/\delta. \end{aligned}\right\} \tag{9}$$

Подставив переменные (9) в уравнения (7) и (8) с точностью до членов $0(\delta/r_0)$, получим:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = \frac{1}{j\mu}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\theta} + \frac{\beta}{\mu}\frac{\mathrm{d}^2p}{\mathrm{d}\theta^2}; \tag{10}$$

$$\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0, \tag{11}$$

где $\beta = \mu_0\omega r_1/(Gr_0)$ — число Дебора; v, u — безразмерные окружная и радиальная скорости.

Система уравнений (10) и (11) решается при следующих граничных условиях:

$$\left.\begin{array}{l} u = 0,\ \ v = 0\ \ \text{при}\ \ r = 1 + \eta\cos\theta; \\ u = 0,\ \ v = 1\ \ \text{при}\ \ r = 0. \end{array}\right\} \tag{12}$$

Для определения гидродинамического давления получим граничные условия в предположении существования определенного состояния жидкости в момент входа в нагруженную область подшипника. Смазка подвергается сдвигу до входа ее в подшипник. Если сдвиг происходит медленно по сравнению с релаксацией жидкости, то смазка будет поступать в нагруженную область подшипника в состоянии частичной релаксации. Предположим, что смазка поступает в нагруженную область подшипника при полной релаксации. Тогда граничные условия для гидродинамического давления можно записать в виде:

$$\frac{\mathrm{d}c}{\mathrm{d}\theta} = 0;\ \ \frac{\beta}{\mu}\frac{\mathrm{d}^2p}{\mathrm{d}\theta^2} = 0 \text{ при } \theta = \alpha_1;\ \ p = 0 \text{ при } \theta = \alpha_1 \text{ и } \theta = \alpha_2, \tag{13}$$

где α_1 и α_2 — координаты начала и конца свободной поверхности смазочного слоя.

Если сдвиг происходит достаточно быстро по сравнению с релаксацией жидкости, то смазка будет находиться в ненапряженном состоянии и сдвиг произойдет с определенной скоростью в момент ее поступления в нагруженную область подшипника. Предположим, что смазка находится в ненапряженном состоянии вне подшипника и подвергается внезапному сдвигу с определенной скоростью в момент входа ее в нагруженную зону подшипника. Это эквивалентно допущению: $\tau_0 = 0$ при $\theta = \alpha$. Тогда из уравнения (5) получим

$$\frac{1}{r_0}\frac{\mathrm{d}p'}{\mathrm{d}\theta}r' + c'(\theta) = 0 \tag{14}$$

или с учетом применения этого условия ко всей жидкости в момент поступления ее в подшипник

$$\mathrm{d}p'/d\theta = 0\ \ \text{и}\ \ c' = 0 \text{ при } \theta = \alpha_1. \tag{15}$$

Таким образом, граничные условия в рассмотренном случае определяются выражениями:

$$\left.\begin{array}{c} p = 0,\ \ \mathrm{d}p/\mathrm{d}\theta = 0\ \ \text{и}\ \ c = 0\ \ \text{при}\ \ \theta = \alpha_1; \\ p = 0 \text{ при } \theta = \alpha_2. \end{array}\right\} \tag{16}$$

Автомодельное решение задачи. Точное автомодельное решение задачи (10)—(12) будем искать в виде:

$$u = -\frac{\partial\psi}{\partial\theta} + U(r, \theta);\ \ v = \frac{\partial\psi}{\partial r} + V(r, \theta);\ \ \psi(r, \theta) = \tilde{\psi}(\xi);$$
$$V(r, \theta) = \tilde{v}(\xi);\ \ U(r, \theta) = \tilde{u}(\xi)\eta\sin\theta;\ \ \xi = r/h;$$
$$\frac{1}{j\mu}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\theta} + \frac{\beta}{\mu}\frac{\mathrm{d}^2p}{\mathrm{d}\theta^2} = \frac{\tilde{c}_1}{h^2} + \frac{\tilde{c}_2}{h^3}.$$

Подставив равенство (17) в выражения (10)—(12), получим:

$$\tilde{\psi}''' = \tilde{c}_2,\ \tilde{v}'' = \tilde{c}_1,\ \tilde{u}' + \xi\tilde{v}' = 0; \tag{18}$$

$$\left.\begin{array}{c} \tilde{\psi}'(0) = 0;\ \tilde{v}(0) = 1;\ \tilde{u}(0) = 0; \\ \tilde{\psi}'(1) = 0;\ \tilde{v}(1) = 0;\ \tilde{u}(1) = 0;\ \int\limits_0^1 \tilde{v}\,\mathrm{d}\xi = 0. \end{array}\right\} \tag{19}$$

Уравнения (18), (19) решаются непосредственным интегрированием. После необходимых вычислений получим:

$$\tilde{\psi}' = \tilde{c}_2\frac{\xi^2}{2} + c_1\xi + c_2;\ \tilde{v} = \tilde{c}_1\frac{\xi^2}{2} + c_3\xi + c_4;\ \tilde{u} = -\int\limits_0^{\xi}\xi\tilde{v}'(\xi)\mathrm{d}\xi, \tag{20}$$

где $c_1 = 6$, $c_2 = 0$, $c_3 = -4$, $c_1 = -\frac{\tilde{c}_2}{2}$, $c_4 = 1$, $J_k = \int\limits_{a_1}^{a_2}\frac{\mu\mathrm{d}\theta}{h^k(\theta)}$, $\tilde{c} = \beta\int\limits_{a_1}^{a_2}\frac{\mathrm{d}^2p}{\mathrm{d}\theta^2} - 6J_2/J_3$.

Безразмерное гидродинамическое давление определяем уравнением

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\theta} + j\beta\frac{\mathrm{d}^2p}{\mathrm{d}\theta^2} = \left(\frac{\tilde{c}_1}{h^2} + \frac{\tilde{c}_2}{h^3}\right)\mu j. \tag{21}$$

Прежде чем интегрировать уравнение (21), необходимо найти безразмерную вязкость μ как функцию от x. Скорость диссипации энергии в смазке под действием сил сдвига

$$\frac{\mathrm{d}H}{\mathrm{d}\theta} = \frac{2j\mu_0\omega^2r_0^2\mu h}{\delta}\int_0^1\left(\frac{\psi''}{h^2} + \frac{\tilde{v}'}{h}\right)^2\mathrm{d}\xi = \frac{2j\omega^2r_0^2\mu}{\delta}\left(\frac{\Delta}{h} + \frac{\Delta_1}{h^2} + \frac{\Delta_2}{h^3}\right), \tag{22}$$

где $\Delta = \frac{\tilde{c}_1^2}{3} + c_1c_3 + c_3^2$, $\Delta_1 = \frac{2}{3}c_2c_1 + c_2c_3 + c_1c_1 + 2c_1c_3$, $\Delta_2 = \frac{\tilde{c}_2^2}{3} + c_1c_2 + c_1^2$.

Повышенная безразмерная температура определяется выражением

$$\mathrm{d}T = \mathrm{d}H/(c_pQT_0), \tag{23}$$

где $Q = \omega r_0\delta\int_0^1\psi'(\xi)\mathrm{d}\xi = \omega r_0\delta\left(\frac{c_2}{3} + \frac{c_1}{2}\right)$ (24)

— расход смазки.

Дифференцируя первое из уравнений (1), получим:

$$\frac{\mathrm{d}\mu}{\mathrm{d}\theta} = -\alpha\mu T_0\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}\theta}. \tag{25}$$

Комбинируя уравнения (22)—(25) для определения $\mu(\theta)$, приходим к уравнению

$$\frac{\mathrm{d}\mu}{\mathrm{d}\theta} = -\frac{j\mu^2 2\mu_0\omega r_0\alpha}{c_p\left(\frac{c_2}{3} + \frac{c_1}{2}\right)\delta}\left(\frac{\Delta}{h} + \frac{\Delta_1}{h^2} + \frac{\Delta_2}{h^3}\right). \tag{26}$$

Проинтегрировав уравнение (26), получим:

$$\frac{1}{\mu} = 1 + K[\Delta S_1(\theta) + \Delta_1S_2(\theta) + \Delta_2S_3(\theta)],$$

где $K = \frac{2\mu_0j\omega r_0\alpha}{c_p\left(\frac{c_2}{3} + \frac{c_1}{2}\right)\delta}$, $S_i = \int_{\alpha_1}^{\theta}\frac{d\theta}{h^i}$, $i = 1, 2, 3$.

Введем обозначение

$$\mu^* = (\mu|_{\theta = \alpha_1} + \mu|_{\theta = \alpha_2})/2.$$

В дальнейшем примем $\mu \approx \mu^*$, где μ^* — среднее арифметическое значение μ соответственно при $\theta = \alpha_1$ и $\theta = \alpha_2$. Воспользовавшись асимптотическими разложениями

$$\frac{1}{1 + \eta\cos\theta} = 1 - \eta\cos\theta + \eta^2\cos^2\theta + 0(\eta^3);$$

$$\frac{1}{(1 + \eta\cos\theta)^2} = 1 - 2\eta\cos\theta + \frac{3}{2}\eta^2 + \frac{3}{2}\eta^2\cos^2\theta + 0(\eta^3);$$

$$\frac{1}{(1 + \eta\cos\theta)^3} = 1 - 3\eta\cos\theta + 3\eta^2 + 3\eta^2\cos^2\theta + 0(\eta^3),$$

правую часть уравнения (21) с учетом равенства (27) с точностью до членов $0(\eta^2)$ можно записать в виде

$$c_1\mu^*j(1 - 2\eta\cos\theta) + c_2j\mu^*(1 - 3\eta\cos\theta). \tag{28}$$

Проинтегрировав уравнение (21) с учетом выражения (28), получим:

$$p = (\tilde{c}_1 + \tilde{c}_2)j\mu^*\theta - j\beta A_1 e^{-\frac{\theta}{j\beta}} - \frac{(2\eta\tilde{c}_1 + 3\eta\tilde{c}_2)j\mu^*}{1+\beta^2 j^2}(-j\beta\cos\theta + \sin\theta) + A_2, \tag{29}$$

где $A_1 = \dfrac{3\eta\tilde{c}_2 j\mu^*(\beta_3-\beta_4) + \tilde{c}_1 j\mu^*(\alpha_2-\alpha_1) + \tilde{c}_2 j\mu^*(\alpha_2-\alpha_1) + 2\eta\tilde{c}_1 j\mu^*(\beta_3-\beta_4)}{\beta_2-\beta_1}$;

$$A_2 = -\tilde{c}_1 j\mu^*\alpha_1 - \tilde{c}_2 j\mu^*\alpha_1 + A_1\beta_1 + 2\eta\tilde{c}_1 j\mu^*\beta_3 + 3\eta\tilde{c}_2 j\mu^*\beta_3;$$

$$\tilde{c}_2 = \frac{2\eta(\beta_2-\beta_1)\tilde{c}_1(j\beta\cos\alpha_1 - \sin\alpha_1) - j\beta(1-\beta^2 j^2)e^{-\frac{\alpha_1}{j\beta}}[\tilde{c}_1 j\mu^*(\alpha_2-\alpha_1) + 2\eta\tilde{c}_1 j\mu^*(\beta_3-\beta_4)]}{3j\beta\eta(1+\beta^2 j^2)(\beta_3-\beta_4)e^{-\frac{\alpha_1}{j\beta}} + j\beta(1+\beta^2 j^2)e^{-\frac{\alpha_1}{j\beta}}(\alpha_2-\alpha_1) + 3\eta(\beta_2-\beta_1)(j\beta\cos\alpha_1 - \sin\alpha_1)};$$

$$\beta_1 = j\beta e^{-\frac{\alpha_1}{j\beta}};\ \ \beta_2 = j\beta e^{-\frac{\alpha_2}{j\beta}};\ \ \beta_3 = \frac{-j\beta\cos\alpha_1 + \sin\alpha_1}{1+\beta^2 j^2};\ \ \beta_4 = \frac{-j\beta\cos\alpha_2 + \sin\alpha_2}{1+\beta^2 j^2}.$$

Зная p, найдем безразмерную нагрузку:

$$R_x = R'_x/(p^* r_0) = -\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} p\cos\theta d\theta;\ \ R_y = R'_x/(p^* r_0) = -\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} p\sin\theta d\theta.$$

С учетом равенства (29) получаем:

$$R_x = (\tilde{c}_1 j\mu^* + \tilde{c}_2 j\mu^*)[-(\alpha_2\sin\alpha_2 + \cos\alpha_2) + \alpha_1\sin\alpha_1 + \cos\alpha_1] + \frac{2\eta\tilde{c}_1 j\mu^* + 3\eta\tilde{c}_2 j\mu^*}{1+\beta^2 j^2} \times$$
$$\times \left[-\frac{j\beta}{2}(\alpha_2-\alpha_1) + \frac{j\beta}{4}(\sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha_1) - \frac{1}{4}(\cos 2\alpha_2 - \cos 2\alpha_1)\right] + A_2(\sin\alpha_2 - \sin\alpha_1) +$$
$$+ \frac{j\beta A_1}{1+\beta^2 j^2}\left(e^{-\frac{\alpha_2}{j\beta}}\sin\alpha_2 - e^{-\frac{\alpha_2}{j\beta}}\cos\alpha_2 - e^{-\frac{\alpha_1}{j\beta}}\sin\alpha_1 + e^{-\frac{\alpha_1}{j\beta}}\cos\alpha_1\right);$$

$$R_y = -(\tilde{c}_1 j\mu^* + \tilde{c}_2 j\mu^*)[-\alpha_2\cos\alpha_2 + \sin\alpha_2 + \alpha_1\cos\alpha_1 - \sin\alpha_1] + \frac{2\eta\tilde{c}_1 j\mu^* + 3\eta\tilde{c}_2 j\mu^*}{1+\beta^2 j^2} \times$$
$$\times \left[\frac{j\beta}{2}\cos 2\alpha_2 - \frac{j\beta}{2}\cos 2\alpha_1 + \frac{1}{2}(\alpha_2-\alpha_1) - \frac{1}{4}(\sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha_1)\right] + A_2(\cos\alpha_2 - \cos\alpha_1) -$$
$$- \frac{j\beta A_1}{j\beta A_1 + \beta^2 j^2}\left(e^{-\frac{\alpha_2}{j\beta}}\cos\alpha_2 + j\beta e^{-\frac{\alpha_2}{j\beta}}\sin\alpha_2 - e^{-\frac{\alpha_1}{j\beta}}\cos\alpha_1 - j\beta e^{-\frac{\alpha_1}{j\beta}}\sin\alpha_1\right).$$

Силу трения определяем по выражению

$$F = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \tau|_{r'=r_0} = \frac{\mu_0\omega_0 r_0}{\delta}\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} c(\theta)d\theta, \tag{30}$$

где c — находим из уравнения

$$j\mu\left(\frac{c_1}{h^2} + \frac{c_3}{h}\right) = c(\theta) + j\beta\frac{dc}{d\theta}. \tag{31}$$

Решая уравнение (31) с граничными условиями $dc/d\theta = 0$ при $\theta = \alpha_1$, получаем:

$$c = c_1 j\mu^* e^{-\frac{\theta}{j\beta}} + c_3 j\mu^* e^{-\frac{\theta}{j\beta}} - (2\eta c_1 j\mu^* + c_3 j\mu^*\eta)\left(e^{-\frac{\theta}{j\beta}}\frac{(\cos\theta + \sin\theta)}{1+\beta^2 j^2} - e^{-\frac{\alpha_2}{j\beta}}\beta_3\right) + 0(\eta^2). \quad (32)$$

Интегрируя выражение (30) с учетом равенства (32), получаем:

$$\frac{F\delta}{\mu_0\omega r_0} = (2\eta c_1 j\mu^* + \eta c_3 j\mu^*)\left[(\alpha_2 - \alpha_1)\beta_3 e^{\frac{\alpha_1}{j\beta}} + \frac{\beta_2\cos\alpha_2 - \beta_1\cos\alpha_1}{1+\beta^2 j^2}\right] + (c_1 j\mu^* + c_3 j\mu^*)(\beta_1 - \beta_2) + 0(\eta^2).$$

Решим задачу для случая, когда смазка находится в ненапряженном состоянии вне подшипника и подвергается внезапно сдвигу с определенной скоростью в момент ее входа в подшипник.

Интегрируя уравнение (21) с граничными условиями (14)—(18) для безразмерного давления p, получаем выражение:

$$p = (\tilde{c}_1 j\mu^* + \tilde{c}_2 j\mu^*)\theta - j\beta A_1 e^{-\frac{\theta}{j\beta}} - \frac{2\eta\tilde{c}_1 j\mu^* + 3\eta\tilde{c}_2 j\mu^*}{1+\beta^2 j^2}(-j\beta\cos\theta + \sin\theta) + A_2,$$

где $A_1 = (2\eta\tilde{c}_1 j\mu^*\beta_4 + 3\eta\tilde{c}_2 j\mu^*\beta_4 - \tilde{c}_1 - \tilde{c}_2)/\beta_1$;

$$A_2 = -\tilde{c}_1 j\mu^*\alpha_1 - \tilde{c}_2 j\mu^*\alpha_1 + j\beta A_1\beta_1 + 2\eta\tilde{c}_1 j\mu^*\beta_3 + 3\eta\tilde{c}_2 j\mu^*\beta_3;$$

$$\tilde{c}_2 = \frac{\tilde{c}_1 j\mu^*(-\alpha_2\beta_1 + 2\eta\beta_2 j\beta\beta_4 - j\beta\beta_2 + 2\eta\beta_5\beta_1 + \alpha_1\beta_1 - 2\eta j\beta\beta_1\beta_4 + j\beta\beta_1 - 2\eta\beta_3\beta_1)}{-\alpha_2\beta_1 + 3\eta\beta_2 j\beta\beta_4 - j\beta\beta_2 + 3\eta\beta_5\beta_1 + \alpha_1\beta_1 - 3\eta j\beta\beta_1\beta_4 + j\beta\beta_1 - 3\eta\beta_3\beta_1};$$

$$\beta_1 = e^{-\frac{\alpha_1}{j\beta}};\ \beta_2 = e^{-\frac{\alpha_2}{j\beta}};\ \beta_3 = \frac{-j\beta\cos\alpha_1 + \sin\alpha_1}{1+\beta^2 j^2};\ \beta_4 = \frac{j\beta\sin\alpha_1 + \cos\alpha_1}{1+\beta^2 j^2};\ \beta_5 = \frac{-j\beta\cos\alpha_2 + \sin\alpha_2}{1+\beta^2 j^2}.$$

Зная p, найдем безразмерную нагрузку:

$$R_x = (\tilde{c}_1 j\mu^* + \tilde{c}_2 j\mu^*)[-(\alpha_2\sin\alpha_2 + \cos\alpha_2) + \alpha_1\sin\alpha_1 + \cos\alpha_1] +$$

$$+ \frac{2\eta\tilde{c}_1 j\mu^* + 3\eta\tilde{c}_2 j\mu^*}{1+\beta^2}\left[-\frac{j\beta}{2}(\alpha_2 - \alpha_1) + \frac{j\beta}{4}(\sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha_1) - \frac{1}{4}(\cos 2\alpha_2 - \cos 2\alpha_1)\right] +$$

$$+ A_2(\sin\alpha_2 - \sin\alpha_1) + \frac{j\beta A_1}{1+\beta^2 j^2}(e^{-\frac{\alpha_2}{j\beta}}\sin\alpha_2 - e^{-\frac{\alpha_2}{j\beta}}\cos\alpha_2 - e^{-\frac{\alpha_1}{j\beta}}\sin\alpha_1 + e^{-\frac{\alpha_1}{j\beta}}\cos\alpha_1);$$

$$R_y = -(\tilde{c}_1 j\mu^* + \tilde{c}_2 j\mu^*)[-\alpha_2\cos\alpha_2 + \sin\alpha_2 + \alpha_1\cos\alpha_1 - \sin\alpha_1] +$$

$$+ \frac{2\eta\tilde{c}_1 j\mu^* + 3\eta\tilde{c}_2 j\mu^*}{1+\beta^2 j^2}\left[\frac{j\beta}{2}\cos 2\alpha_2 - \frac{j\beta}{2}\cos 2\alpha_1 + \frac{1}{2}(\alpha_2 - \alpha_1) - \frac{1}{4}(\sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha_1)\right] +$$

$$+ A_2(\cos\alpha_2 - \cos\alpha_1) - \frac{j\beta A_1}{j\beta A_1 + \beta^2 j^2}\left(e^{-\frac{\alpha_2}{j\beta}}\cos\alpha_2 + j\beta e^{-\frac{\alpha_2}{j\beta}}\sin\alpha_2 - e^{-\frac{\alpha_1}{j\beta}}\cos\alpha_1 - j\beta e^{-\frac{\alpha_1}{j\beta}}\sin\alpha_1\right).$$

Решая уравнение (31) с граничными условиями $c = 0$ при $\theta = \alpha_1$, получаем выражение

$$c = (c_1 j\mu^* + c_3 j\mu^*)\left(1 - e^{\frac{\alpha_1}{j\beta}} e^{-\frac{\theta}{j\beta}}\right) +$$

$$+ (2\eta c_1 j\mu^* + c_3 j\mu^*\eta)\left(e^{\frac{\alpha_1}{j\beta}} e^{-\frac{\theta}{j\beta}}(j\beta\beta_3 + \cos\alpha_1) - \frac{\cos\theta + j\beta\sin\theta}{1+\beta^2 j^2}\right) + 0(\eta^2). \quad (33)$$

Для определения силы трения проинтегрируем выражение (30) с учетом равенства (33) и получим:

$$\frac{F\delta}{\mu_0\omega r_0} = (2\eta c_1 j\mu^* + c_3 j\mu^*\eta)\left[\frac{\sin\alpha_1 + \beta^3\cos\alpha_1}{1+\beta^2 j^2} - \beta_5 + j^2\beta^2\beta_3\right] -$$

$$- \beta_2 e^{\frac{\alpha_1}{j\beta}}[(2\eta c_1 j\mu^* + c_3 j\,\mu^*\eta)(j\beta\beta_3 + \cos\alpha_1) - c_1 - c_3] + 0(\eta^2).$$

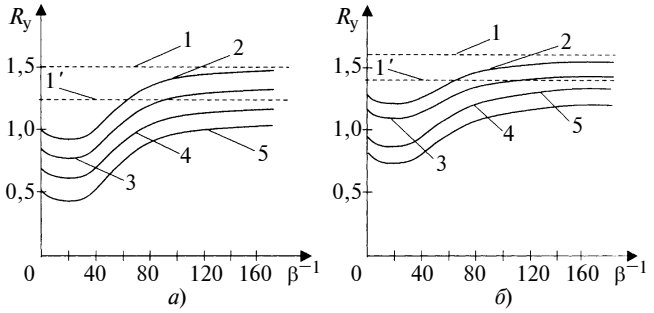


Рис. 2. Зависимости безразмерной нагрузки R_y от параметра β^{-1} при поступлении смазки в подшипник при неполной релаксации упругого компонента (*а*) и при ее сдвиге с определенной скоростью (*б*):
1 и *1′* — ньютоновская смазка соответственно при турбулентном и ламинарном режиме трения ($\alpha_2 - \alpha_1 = \pi$); *2* и *3* — вязкоупругая смазка при турбулентном режиме трения и соответственно $K = 2$ и $K = 6$ ($\alpha_2 - \alpha_1 = \pi$); *4* и *5* — вязкоупругая смазка при ламинарном режиме трения и соответственно $K = 2$ и $K = 6(\alpha_2 - \alpha_1 = \pi)$

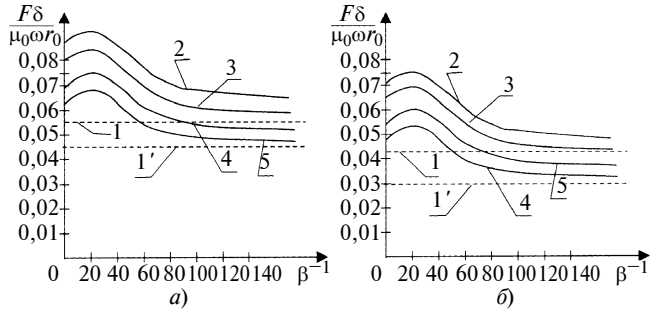


Рис. 3. Зависимости безразмерной силы трения *F* от параметра β^{-1} при поступлении смазки в подшипник при неполной релаксации упругого компонента (*а*) и при ее сдвиге с определенной скоростью (*б*):
1 и *1′* — ньютоновская смазка соответственно при турбулентном и ламинарном режиме трения ($\alpha_2 - \alpha_1 = \pi$); *2* и *3* — вязкоупругая смазка при турбулентном режиме трения и соответственно $K = 2$ и $K = 6$ ($\alpha_2 - \alpha_1 = \pi$); *4* и *5* — вязкоупругая смазка при ламинарном режиме трения и соответственно $K = 2$ и $K = 6$ ($\alpha_2 - \alpha_1 = \pi$)

Результаты численного анализа полученных зависимостей (рис. 2, 3) для основных рабочих характеристик от параметра β^{-1} при разных значениях теплового параметра K показывают:

1. Несущая способность радиального подшипника, работающего на вязкоупругой смазке при неполном заполнении зазора, меньше, чем работающего на ньютоновской смазке.

2. В случае турбулентного режима трения как при ньютоновской, так и при вязкоупругой смазке несущая способность радиального подшипника увеличивается на $18 \div 20$ % по сравнению с ламинарным режимом трения.

3. При значениях $\beta^{-1} \approx 20$ наблюдаются ярко выраженные минимум несущей способности и максимум силы трения. При значениях $\beta^{-1} > 100$ несущая способность и сила трения стабилизируются.

4. С увеличением значения теплового параметра несущая способность и сила трения радиального подшипника резко уменьшаются.

5. При $\beta^{-1} \to \infty$ несущая способность и сила трения радиального подшипника стремятся к их соответствующим значениям для случая ньютоновской смазки как при ламинарном, так и при турбулентном режимах трения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Стеклование** смазочных жидкостей и его влияние на сдвиг при высоком давлении / Б. Альсаад, К. Бэр, К. Сенборн, В. Винер // Проблемы трения и смазки. 1979. № 3. С. 7—11.

2. **Ахвердиев К. С., Журба И. А.** Об устойчивости движения направляющей при неустановившемся течении вязкоупругой смазки в системе "ползун — направляющая" // Вестник РГУПС. 2005. № 1. С. 7.

3. **Ахвердиев К. С., Яковлев М. В., Журба И. А.** Расчет радиальных подшипников с учетом сил инерции смазочной композиции, поступающей в подшипник в ненапряженном состоянии и обладающей вязкоупругими свойствами // Вестник ДГТУ. Т. 3. 2003. № 3. С. 309—315.

4. **Ахвердиев К. С., Яковлев М. В., Журба И. А.** Гидродинамический расчет подшипников скольжения с учетом сил инерции смазочной жидкости, обладающей вязкоупругими свойствами // Трение и износ. 2003. Т. 24. № 2. С. 121—125.

5. **Ахвердиев К. С., Журба И. А.** Установившееся движение вязкоупругой жидкости между наклонным ползуном и направляющей с учетом сил инерции смазочной композиции // Трение и износ. 2004. Т. 25. № 6. С. 567—576.

6. **Ахвердиев К. С., Яковлев М. В., Журба И. А.** Прогнозирование оптимальной формы вязкоупругой пленки с наибольшей нагрузочной способностью // Вестник ДГТУ. Т. 3. 2003. № 4. С. 6.

7. **Милн А. А.** Теория реодинамической смазки для максвелловской жидкости // Междунар. конф. по смазке и износу машин / Под ред. А. И. Петрусевича. Докл. 41. М.: 1962. С. 59—66.

8. **Wilcock D. F.** Designing Turbulent Bearings For Reduced Power Loss. Ppoceedings of Leeds — Lyons Symposium, Sept. 1975.

9. **Нг. Пэн.** Линеаризованная теория турбулентного течения смазки // Теоретические основы инженерных расчетов. М.: Мир. 1965. № 3. С. 157.

УДК 621.833.38.002.3:678.5.01:539.4

В. И. МОЛЧАНОВ, канд. техн. наук
(Орловский государственный аграрный университет)

Контактная жесткость металлополимерной червячной передачи

Рассмотрены особенности контактного взаимодействия «стальной виток червяка — капролоновый зуб червячного колеса». Расчетно-экспериментальным путем определены напряжения изгиба зубьев. Дана оценка жесткости металлополимерных червячных передач.

Ключевые слова: контактная жесткость, металлополимерная червячная передача, капролоновый зуб червячного колеса.

Peculiarities of contact interaction of «steel worm wind — caprolon tooth of worm-wheel pair are considered». The teeth's bending stresses have been determined by use of the experiment-calculated method. Evaluation of the metal-polymeric worm gearing rigidity is given.

Keywords: Contact rigidity, metal-polymer worm gearing, caprolon tooth of worm-wheel.

Одним из направлений совершенствования приводов общемашиностроительного применения (ОМП) в настоящее время является исследование редукторов и мотор-редукторов с червячными передачами. Несмотря на относительно меньший, чем у цилиндрических передач КПД и необходимость применения дорогостоящих антифрикционных материалов, они благодаря меньшим размерам и удобной компоновке востребованы на рынке приводов ОМП.

В отечественных и зарубежных нормативах критерием выхода из строя передачи с зубчатыми колесами как из высоко-, так и из малооловянистой бронзы принято усталостное выкрашивание, а с колесами из безоловянистой бронзы — заедание рабочих поверхностей зубьев. Несущая способность червячной передачи во всех случаях оценивается напряжением в контакте металлических витков и зубьев, определяемым по формуле Герца или ее модифицированной зависимости.

В червячной передаче замена бронзы на капролон приводит к появлению нового типа контактного взаимодействия «стальной виток червяка — капролоновый зуб червячного колеса». Модуль упругости стального червяка примерно на два порядка больше, чем пластмассового колеса, и по отношению к колесу червяк можно считать штампом, т. е. упругие прогибы вдоль всей линии контакта постоянны. Высокая податливость зубьев является фактором повышения контактной прочности и износостойкости, а существующие методы расчета металлических червячных передач по указанным выше критериям становятся непригодными для металлополимерных.

Теоретический расчет червячных передач мог бы базироваться на контактно-гидродинамической теории смазки и теории трения (трибологии), однако решение этой задачи наталкивается на существенные трудности, прежде всего потому, что в передачах с червяками *ZA*, *ZN*, *ZK* и *ZI* нет условий для создания чисто жидкостного трения. Поэтому создание методов расчета и проектирования современных металлополимерных червячных передач, несомненно, является актуальной задачей.

В настоящее время не существует единой теории прочности полимеров, а число достоверных методик расчета характеристик ограничено сравнительно небольшим числом испытанных реальных материалов. Указанное обстоятельство связано с обширной номенклатурой изделий из полимеров, спецификой их структуры, свойств и условий эксплуатации. Это относится в первую очередь к полимерам, работающим наряду с металлами в условиях циклических нагрузок и воздействия окружающей среды, в частности, к металлополимерным червячным передачам с колесами из капролона.

В силу сложных геометрии и характера нагружения полимерных зубьев червячных колес, а также специфики материала задача создания методик прочностного расчета передач рассматриваемого типа считается одной из самых сложных в механике деформируемого твердого тела. В частности, для определения напряжений изгиба зуб червячного колеса необходимо рассматривать как толстую плиту на упругом основании, подверженную действию консольной нагрузки. Эта задача на сегодняшний день не имеет точного аналитического решения.

В связи с этим представляется целесообразным использовать для исследования напряженно-деформированного состояния капролоновых зубьев червячных колес современные численные методы, а именно получивший в последнее время широкое распространение метод конечных элементов (МКЭ).

Автором проведено моделирование с помощью МКЭ процесса взаимодействия стального витка червяка с зубом червячного колеса из капролона (рис. 1), аналогичного контакту витков в передаче винт-гайка, для червячных передач различных типоразмеров. Для моделирования использована CAE система DEFORM 3D (США), временная лицензия на которую была предоставлена ОрелГТУ российским распространителем данного программного продукта — ООО ТЕСИС (г. Москва). DEFORM 3D явля-

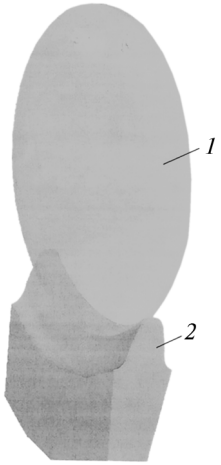


Рис. 1. Модель 3D процесса зацепления витка *1* червяка с зубом *2* червячного колеса

ется одним из мировых лидеров в области моделирования значительных упругих и пластических деформаций с помощью МКЭ и позволяет смоделировать сложный трехмерный процесс зацепления при значительных упругих деформациях зуба капролонового колеса.

3D модели витка червяка и зуба червячного колеса создавались в отечественной системе T-Flex CAD 3D версии 7.2 и экспортировались в DEFORM 3D через формат файлов для стереолитографии (stl). Поскольку модуль упругости стали ($2 \cdot 10^5$ МПа) многократно превышает модуль упругости капролона, при моделировании виток червяка принимали за абсолютно жесткое тело. Капролоновый зуб червячного колеса считали упругим телом с модулем упругости 2200 МПа и коэффициентом Пуассона 0,4. Воздействие на зуб, отсутствовавший при его моделировании части червячного колеса, компенсировали граничными условиями — запретом из перемещения, перпендикулярные к плоскости разреза. Моделировали наиболее опасную ситуацию — когда виток червяка воздействует на вершину зуба колеса. Число конечных элементов выбирали таким, чтобы максимальная длина стороны элемента не превышала 0,5 мм. В местах предполагаемой концентрации напряжений сетку сгущали с использованием окон плотности. Силы, действующие на зуб червячного колеса со стороны витка червяка, определяли, исходя из условий работы реальных передач.

На рис. 2 приведено распределение напряжений в основаниях зубьев со стороны растяжения, приводящих к распространению магистральных трещин и поломке зубьев, в нормальных к оси червячного колеса сечениях, расположенных по краям зуба.

Полученные поля напряжений хорошо совпадают с результатами экспериментальных исследований, проведенных методом электротензометрирования с помощью семи тензорезисторов *1* (рис. 3). Разница максимальных значений напряжений, полученных экспериментально (кривые *В* и *Д*) и в результате расчета, составила не более 7 %. Следовательно, при проектных и проверочных расчетах червячных колес с капролоновыми зубьями целесообразно использовать современные CAE системы, основанные на МКЭ, в частности систему DEFORM 3D. Высокая точность расчетов позволяет определять рациональные размеры червячных колес, обеспечивающие необходимые статическую и усталостную прочности передач.

Жесткость контакта в червячном зацеплении обусловливает целый ряд эксплуатационных параметров. С точки зрения требований к прочности передачи желательна пониженная жесткость зубьев, что обеспечило бы более равномерное распределение нагрузки по их длине, компенсацию различного рода неточностей, многопарность зацепления, а следовательно, и лучшую плавность работы с меньшим уровнем шума. Однако недостаточная жесткость контактов может привести к снижению кинематической точности как вследствие существенной зависимости деформаций от нагрузок, так и вследствие смещения и кривизны рабочей части линии зацепления. Кроме указанного, большие изгибные деформации зубьев, которые свойственны червячным колесам из полимеров, могут способствовать заеданию.

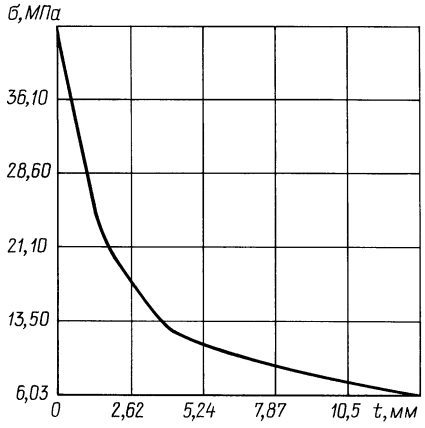


Рис. 2. Распределение напряжений изгиба по глубине *t* капролонового зуба червячного колеса с модулем *m* = 14 мм при нагрузке *F* = 10 кН

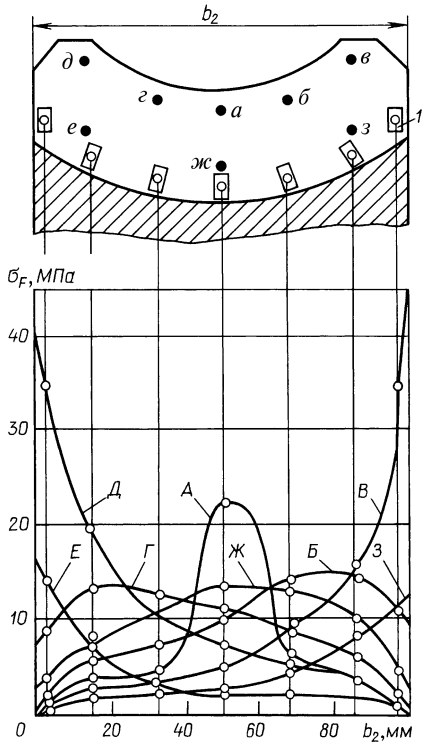


Рис. 3. Изменения (кривые *А—З*) напряжений σ_F изгиба по длине b_2 зуба червячного колеса с модулем *m* = 14 мм в зависимости от положения точек *а*, *б*, *в*, *г*, *д*, *е*, *ж*, *з* приложения нагрузки *F* = 10 кН

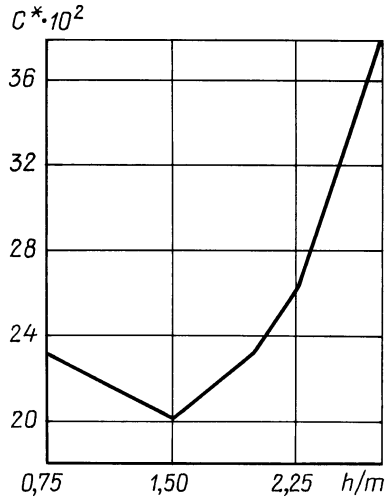


Рис. 4. Распределение жесткости C^* в металлополимерной червячной передаче при $m = 14$ мм, $z_1 = 1$, $z_2 = 30$ в зависимости от отношения h/m

В связи с тем, что модуль упругости при изгибе зависит от перераспределения растянутой и сжатой зон поперечного сечения, характер которого пока исследован не полностью, аналитическое решение, даже сравнительно близкое к точному, не будет отражать действительной картины напряженного состояния. К тому же приходится оперировать понятием "эквивалентной" жесткости, включающей в себя как изгибную, так и контактную жесткость, ибо разделить их практически невозможно.

При работе стального червяка в паре с колесом из полиамида даже при передаче сравнительно небольших вращающих моментов трудно обеспечить однопарное зацепление. Как правило, в червячной передаче с пластмассовым колесом имеют место двух- и трехпарные контакты. При таком характере зацепления невозможно сделать вывод о жесткости отдельных зубьев.

Все выше изложенное обусловило проведение работы по экспериментальному определению параметров жесткости полиамидных зубьев.

Были использованы одна из моделей зубьев червячных колес и стенд "Контакт-М" для ее статического нагружения. Нагрузка через металлический виток червяка передавалась на полимерный зуб колеса в различных положениях контактной линии последовательно по всей высоте h зуба на расстояния от верхней кромки зуба: m; $1{,}25m$; $1{,}5m$; $1{,}75m$; $2m$; $2{,}25m$; $2{,}5m$; $3m$ (m — модуль). При изменении нагрузки фиксировали перемещения (прогибы) по краям зуба. Результаты эксперимента представлены в таблице и на рис. 4.

Значения удельной жесткости зацепления определяли по формуле

$$C_q = F_n \cos^2\gamma/(l\delta), \qquad (1)$$

где F_n — нормальная нагрузка, Н; $\gamma = 9°27'44''$ — угол подъема витка червяка по делительному цилиндру; l — длина контактной линии, которую измеряли по отпечатку непосредственно на боковой поверхности зуба, мм; δ — сближение базовых точек витка и зуба вдоль торцевой нормали (постоянная величина для данной системы), мм; перед проведением опыта создавался предварительный натяг $\delta = 0{,}1$ мм.

Примем, что жесткость зуба по высоте изменяется линейно, и определим значения коэффициента жесткости червячной пары $C^* = C_q|E = 1|\bar{\chi}$ (где χ — податливость зубчатого зацепления) в характерных фазах зацепления, воспользовавшись результатами, полученными при исследовании податливости зубьев. В результате перемещений зубьев под нагрузкой линия зацепления получает некоторые приращения, поэтому на ней появляются дополнительные контакты, положения которых определяются с учетом приращения коэффициента перекрытия.

Коэффициент перекрытия при учете деформации зубьев определяется по формуле $\varepsilon_s = \varepsilon'_s + \Delta\varepsilon_s$, где ε'_s — коэффициент перекрытия при абсолютно жестких зубьях, для передач со стандартными параметрами при $\bar{\alpha}_x = 20°$ имеем:

$$\varepsilon'_s = \sqrt{[0{,}17(z_2 + x) + 0{,}34]^2 - (0{,}16z_2)^2} - 0{,}058z_2 + 1{,}01(1 - x),$$

где z_2 — число зубьев червячного колеса; x — коэффициент смещения инструмента. Для исследуемой передачи при $z_2 = 30$ и $x = 0$ получаем $\varepsilon'_s = 1{,}83$.

Дополнительный коэффициент перекрытия определяется по зависимости

$$\Delta\varepsilon_s = \frac{z_1}{2\pi\cos^2\alpha_x}(\Delta\theta_{1\text{вх}} + \Delta\theta_{1\text{вых}}),$$

где z_1 — число витков червяка; $\Delta\theta_{1\text{вх}}$ и $\Delta\theta_{1\text{вых}}$ — дополнительные углы поворота червяка соответственно при входе и выходе из зацепления. При входе в зацепление червячной пары $\Delta\theta_{1\text{вх}} = u\left(\Delta\theta_{2\text{вх}} + \frac{\delta_{\text{вх}}}{r_{o2}}\right)$, а при выходе $\Delta\theta_{1\text{вых}} = u\left(\Delta\theta_{2\text{вых}} + \frac{\delta_{\text{вых}}}{r_{o2}}\right)$, где $\Delta\theta_{2\text{вх}}$ и $\Delta\theta_{2\text{вых}}$ — дополнительные углы поворота колеса соответственно при входе и выходе из за-

Нагрузка F_n, Н	Расстояние от верхней кромки зуба до линии контакта, мм	Удельная жесткость зацепления C_q, МПа
3930	14	512
5620	17,5	489
6570	21	478
7050	24,5	513
6940	28	539
6570	31,5	599
6180	35	751
6000	42	875

цепления; r_{o2} — радиус основной окружности червячного колеса.

Коэффициент ε_s перекрытия при принятых значениях параметров червяка и колеса $m = 14$ мм; $z_1 = 1$; $z_2 = 30$; $q = 9$; $b_2 = 100$ мм вычислен по формуле (1) и составил 2,5.

Выводы

Высокая податливость капролона обусловливает новый тип контактного взаимодействия "стальной виток червяка — капролоновый зуб червячного колеса", по результатам исследования которого получены поля напряжений.

При проведении инженерных расчетов червячных передач с колесами из полимерных материалов, зубья которых значительно деформируются под нагрузкой, необходимо учитывать влияние деформации зубьев на коэффициент перекрытия. В исследованной передаче максимальное приращение коэффициента перекрытия составило 37 %.

Прочностные расчеты металлополимерных червячных передач с колесами из капролона следует проводить, используя предложенный автором [2] новый критерий: коэффициент разрушающей нагрузки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Молчанов В. И., Нетребко В. П., Яковлев А. С.** Экспериментальное исследование напряжений изгиба зубьев пластмассовых червячных колес // Детали машин: Сборник. Киев: Техніка, 1980. Вып. 31. С. 26—29.

2. **Молчанов В. И.** Проектирование червячных передач с колесами из неметаллических материалов: Учеб. пособие. Орел: ОрелГАУ, 2006. 38 с.

УДК 621.001.05

С. В. ДОРОНИН, канд. техн. наук, Д. В. КОСОЛАПОВ
(Институт вычислительного моделирования СО РАН, г. Красноярск)

Оценка ресурса деталей машин импульсного действия[1]

Предложен и реализован методический подход к оценке ресурса деталей машин импульсного действия, основанный на совместном использовании скорректированной линейной гипотезы накопления усталостных повреждений и методов схематизации нестационарных нерегулярных процессов нагружения, получаемых вычислительным моделированием методом конечных элементов.

Ключевые слова: оценка ресурса, машины импульсного действия, моделирование процесса накопления усталостных повреждений при ударно-циклическом нагружении.

A methodical approach to estimation of the machinery pulse-acting parts resource has been proposed and realized. The estimation is based on the combined use of a corrected linear hypothesis of the fatigue damages storing and methods of schematization of unsteady irregular loading process, being obtained with the help of computational modeling by the finite element method.

Keywords: Resource evaluation, pulse-acting machines, modeling of the fatigue damages storing process at shock-cyclical loading.

Расчетное прогнозирование ресурса деталей и элементов машиностроительных конструкций является одной из важнейших задач, решаемых при проектировании и эксплуатации машин и оборудования во всех отраслях промышленности. Основанная на общих представлениях о закономерностях расходования ресурса методическая и информационная база инженерных расчетов содержит значительное число специфических моделей и алгоритмов, учитывающих отраслевую принадлежность конструкций, особенности их деформирования и характерные предельные состояния. При этом для одних типов конструкций точность оценок ресурса достигает уровня, приемлемого для решения практических задач, а для других практические аспекты расчета ресурса остаются слабо разработанными, что связано со сложным характером деградационных процессов и отсутствием описывающих их достоверных моделей. К таким конструкциям относятся, в частности, детали машин импульсного действия, предельные состояния которых формируются в условиях ударно-циклического нагружения. Недостаточная методическая разработанность расчетов этих деталей обусловлена в основном тем, что следствием импульсного нагружения деталей являются их последующие свободные колебания, приводящие к циклическому знакопеременному деформированию материала. Детали характеризуются весьма сложным напряженно-деформированным состоянием (НДС), развивающимся во времени при распространении, отражении от всех поверхностей детали и взаимодействии волн деформаций. Разрушение материала в данном случае связано с накоплением усталостных повреждений.

[1] Работа выполнена в рамках междисциплинарного интеграционного проекта фундаментальных исследований СО РАН "Теоретическое и экспериментальное изучение путей повышения эффективности, надежности и долговечности импульсных машин для разрушения горных пород и изменения свойств породного массива".

Таким образом, актуальной является задача разработки, апробации и использования в инженерной практике методического подхода к оценке ресурса деталей машин импульсного действия, разрушающихся вследствие накопления усталостных повреждений при ударно-циклическом нагружении.

Теоретической и методической основой разработанного подхода являются широко известные и апробированные скорректированная линейная гипотеза накопления усталостных повреждений и методы схематизации нестационарных нерегулярных процессов нагружения [1], получаемых вычислительным моделированием с учетом конструктивной формы деталей, кинематических и энергетических характеристик машин.

В соответствии со скорректированной линейной гипотезой ресурс детали, выраженный числом λ блоков нагружения до появления трещины, составляет

$$\lambda = a_p \sigma_{-1д}^m N_G / \sum_{\sigma_{ai} \geqslant \sigma_{-1д}} \sigma_{ai}^m \nu_{iб}, \qquad (1)$$

где a_p — скорректированная сумма относительных долговечностей, соответствующая предельному повреждению; $\nu_{iб}$ — число циклов повторения амплитуд σ_{ai} в i-м блоке нагружения; m — показатель наклона кривой усталости в двойных логарифмических координатах; $\sigma_{-1д}$ — предел выносливости с учетом конструктивно-технологических факторов; N_G — абсцисса точки перелома кривой усталости.

Величины a_p, m, $\sigma_{-1д}$, N_G определяются экспериментально при скоростях нагружения образцов, соответствующих скоростям соударения деталей импульсных машин. При отсутствии экспериментальных данных предварительные оценки могут быть получены с использованием обобщенных расчетных значений этих величин. Оценки величин σ_{ai} и $\nu_{iб}$ для нестационарных нерегулярных процессов $\sigma = f(t)$ изменения напряжений σ во времени t могут быть получены путем их схематизации одним из известных методов, среди которых принято считать предпочтительным [1] метод полных циклов.

Рассмотрим далее особенности и условия вычислительного моделирования процессов нагружения для получения оценок ресурса на базе скорректированной линейной гипотезы и методов схематизации. При этом следует иметь в виду, что в данном случае под процессом нагружения понимается изменение напряжений во времени $\sigma = f(t)$ в некоторой потенциально опасной по возможности возникновения усталостной трещины локальной зоне детали — тогда оценка ресурса соответствует именно этой локальной зоне. Таким образом, в детали могут быть рассмотрены несколько потенциально опасных зон (в первую очередь зоны конструктивных концентраторов напряжений) с оценкой ресурса для каждой из них.

Эти особенности и условия вызваны тем, что в основе методики оценки ресурса лежит получение процесса $\sigma = f(t)$, смоделированного методом конечных элементов (МКЭ), позволяющим снять ограничения, накладываемые на конструктивную форму деталей известными расчетными схемами. При всей общности подхода к моделированию систем с распределенными параметрами МКЭ предполагает выбор ряда характеристик вычислительного процесса в зависимости от исследуемого объекта. Однозначных рекомендаций по выбору этих характеристик не существует. Их выбирают преимущественно в результате вычислительных экспериментов, и они являются оптимальными (рациональными) только для объектов рассматриваемого класса и применяемых для их описания типов расчетных схем.

При расчете НДС деталей машин импульсного действия решаются дифференциальные уравнения движения деформируемого тела в перемещениях вида

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{g(t)\}, \qquad (2)$$

где $[M]$, $[K]$ — соответственно матрицы масс и жесткости системы; $\{\ddot{x}\}$, $\{x\}$ — соответственно векторы узловых ускорений и перемещений; $\{g(t)\}$ — вектор узловых усилий.

Для адекватного описания характера деформирования применяется модель упругопластического тела. В качестве уравнения состояния материала (определяющего уравнения) используется аппроксимация экспериментальной диаграммы деформирования, учитывающей эффекты "задержки" пластической деформации при достижении предела текучести и последующего его "всплеска" [2]. Характеристики смоделированного процесса $\sigma = f(t)$ в значительной степени зависят от шага интегрирования Δt уравнения (2).

Теоретически выбор этого шага неоднозначен и определяется одновременным учетом частот собственных колебаний и нелинейного поведения конструкции, эффектов распространения волн деформаций, доступных вычислительных ресурсов и ряда других факторов. С уменьшением шага интегрирования увеличивается степень соответствия смоделированного процесса нагружения реальному, но резко возрастают объем и длительность расчетов, которые оказываются критическими даже для современных средств вычислительной техники. В связи с тем что в данном случае смоделированный процесс $\sigma = f(t)$ не является самостоятельным объектом исследования, а представляет интерес с позиций его схематизации, учитывающей в первую очередь число экстремумов процесса и размах напряжений между ними, и с позиций оценки повреждающего воздействия и ресурса в соответствии с выражением (1), целесообразно обоснование ра-

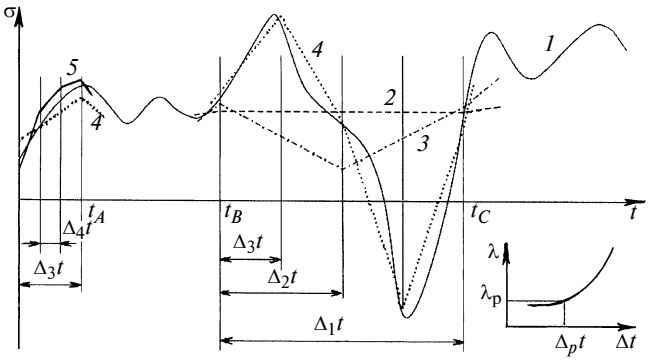


Рис. 1. Схематизация реального (*1*) процесса нагружения процессами, смоделированными при шаге интегрирования Δ_{1t} (*2*), Δ_{2t} (*3*), Δ_{3t} (*4*), Δ_{4t} (*5*)

циональной величины шага интегрирования с учетом следующего.

Схематично рассмотрим реальный процесс нагружения $\sigma = f(t)$ в сравнении с процессами, смоделированными при различных шагах Δt интегрирования (рис. 1). С уменьшением шага интегрирования смоделированный процесс становится все более детализированным, приближается по форме к реальному (кривая *1*), содержит большее число экстремумов. Например, в интервале времени $[t_B; t_C]$ процесс, смоделированный с шагом $\Delta_1 t$, не содержит экстремумов, при шаге $\Delta_2 t$ смоделированный процесс содержит один экстремум, а при шаге $\Delta_3 t$ — два экстремума (экстремумы в граничных точках t_B и t_C диапазона не учитываются). Однако не все экстремумы напряжений вносят свой вклад в накопление повреждений и расходование ресурса, поскольку с увеличением их числа уменьшаются средние значения σ_{ai} и смоделированный процесс содержит все меньше циклов амплитуд $\sigma_{ai} \geqslant \sigma_{-1д}$ в соответствии с выражением (1). Кроме того, при достаточно малом шаге интегрирования в смоделированном процессе перестают появляться новые экстремумы и повреждающее действие процесса нагружения не изменяется. Так, процессы $\sigma = f(t)$, смоделированные на интервале времени $[0; t_A]$ с шагами $\Delta_3 t$ и $\Delta_4 t$, обладают одинаковым повреждающим воздействием и приводят к неизменным оценкам ресурса. Таким образом, величина шага интегрирования ниже некоторого рационального значения $\Delta_p t$ приводит к дальнейшим затратам вычислительных ресурсов, увеличению соответствия смоделированного процесса $\sigma = f(t)$ реальному процессу, но не повышает точность оценки ресурса λ. По мере уменьшения шага Δt расчетный ресурс λ снижается, как и интенсивность этого снижения, достигая стабильных значений $\lambda \to \lambda_p$ при $\Delta t \to \Delta_p t$ (см. рис. 1).

С учетом изложенного выше для выбора шага интегрирования уравнения (2) в задачах, конечным результатом решения которых являются оценки ресурса деталей, предлагается проведение следующей дополнительной вычислительной процедуры, учитывающей повреждающее воздействие большинства экстремумов реального процесса нагружения.

Для разработанной конечно-элементной модели конструкции уравнение (2) решается многократно при варьировании шага Δt интегрирования. При каждом решении получается нерегулярный процесс нагружения $\sigma = f(t)$, схематизируемый методом полных циклов. При подстановке получаемых при этом значений σ_{ai} и $\nu_{iб}$ в уравнение (1) вычисляются соответствующие оценки ресурса λ, которые в данном случае оказываются зависящими от шага интегрирования. Таким образом, на каждой j-й итерации варьирования Δt получаются пары значений $\Delta_j t$—λ_j, по которым строится зависимость $\lambda = h(\Delta t)$. Анализ чувствительности последнего выражения позволяет установить величину шага Δt, при которой наблюдается стабилизация оценок ресурса λ, такой, чтобы уменьшение шага интегрирования в k раз приводило к изменению ресурса не более чем на p. Практическая процедура выбора шага интегрирования сводится к последовательному уменьшению Δt (на каждой следующей итерации $\Delta_{j+1} t = \Delta_j t/k$, где $\Delta_j t$ — шаг интегрирования на предыдущей итерации) до выполнения условия $(\lambda_{j+1} - \lambda_j)/\lambda_j \leqslant p$.

Величина p определяется требуемой точностью оценки ресурса и может быть принята на уровне $3 \div 5$ %. С увеличением k уменьшается как число итераций, так и точность получаемой зависимости $\lambda = h(\Delta t)$. Принятие $k = 2$, как правило, обеспечивает приемлемые объем и точность вычислений.

Описанная процедура позволяет смоделировать процесс, порождаемый одиночным соударением. Кроме обоснования величины Δt, обеспечивающей моделирование процесса $\sigma = f(t)$ с требуемым уровнем детализации, дополнительного рассмотрения требуют следующие важные факторы: учет характера и интенсивности затухания процессов $\sigma = f(t)$ и взаимодействия процессов, порождаемых отдельными соударениями деталей.

Необходимость анализа и учета характера затухания процесса $\sigma = f(t)$ обусловлена очевидным снижением амплитуд и размахов напряжений с течением времени после приложения ударного импульса. Вследствие этого при достижении некоторого момента времени t^* повреждающее действие процесса $\sigma = f(t)$ значительно уменьшается, а после момента t^{**} (после которого все амплитуды σ_{ai} оказываются меньше $\sigma_{-1д}$) прекращается вовсе (рис. 2). Учет повреждающего действия процесса после момента времени t^* требует дополнительного объема вычислений, но не оказывает ощутимого влияния на оценку ресурса. В связи с этим при выбранной на предыдущем этапе рациональной величине $\Delta_p t$ шага интегрирования

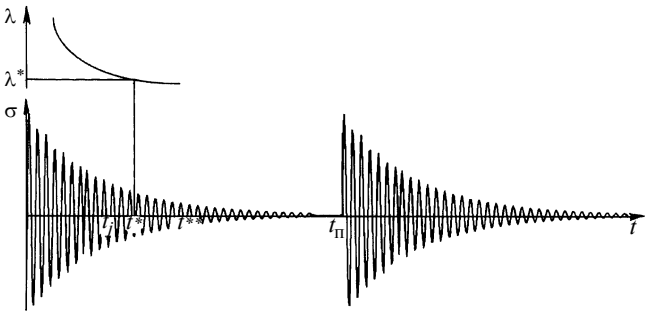


Рис. 2. Оценка ресурса с учетом затухания колебаний напряжений

осуществляется аналогичная по сути вычислительная процедура, сводящаяся к варьированию величины t_j, получению соответствующих оценок ресурса λ_j, построению зависимости $\lambda = s(t)$ по парам значений t_j–λ_j и определению такого значения $\lambda^* = \lambda_{j+1}$ на $(j + 1)$-й итерации, при котором $(\lambda_{j+1} - \lambda_j)/\lambda_j \leqslant p$, откуда и определяется значение t^* (см. рис. 2).

Таким образом, моделирование процесса $\sigma = f(t)$ с шагом интегрирования $\Delta_p t$ в течение времени t^* после начала приложения ударного импульса позволяет получить оценки ресурса с приемлемой точностью при минимальных объеме вычислений и затратах времени. При этом оказываются учтенными все особенности процесса нагружения, обусловленного единичным соударением деталей. Процесс $\sigma = f(t)$ в интервале времени от начала соударения до t^* можно рассматривать в качестве блока нагружения, а ресурс λ определять числом N соударений деталей.

Для виброударных систем, в которых частота соударений соизмерима с частотой собственных колебаний взаимодействующих элементов, в большинстве случаев промежуток времени между ударами больше времени, необходимого для затухания колебаний, что позволяет рассматривать процесс нагружения как последовательность независимых ударов. Если частота собственных колебаний деталей намного больше частоты соударений, необходим дополнительный анализ взаимодействия отдельных соударений.

Процессы нагружения, вызванные отдельными соударениями деталей, можно считать независимыми при $t_п \gg t^{**}$ ($t_п$ — периодичность приложения ударного импульса) (см. рис. 2). В противном случае необходим учет взаимодействия процессов нагружения, порожденных соседними во времени соударениями, поскольку "хвосты" процесса $\sigma = f(t)$ (не учитываемые при $t > t^*$ как не оказывающие повреждающего воздействия) суммируются с процессом $\sigma = f(t)$ от последующего соударения на интервале времени $t > t_п$ и могут привести к увеличению амплитуд напряжений, числа экстремумов и повреждающего действия этого процесса. В этом случае суммирование напряжений, порождаемых каждой волной деформаций, позволяет получить выражение для нерегулярного процесса изменения интенсивности напряжений во времени для рассматриваемой локальной зоны детали:

$$\sigma_\Sigma(t) = \sum_{l=1}^{n} \sigma_l(t).$$

Здесь $\sigma_l(t)$ — процесс нагружения, порождаемый l-й волной деформации; n — число ударных импульсов за анализируемый промежуток времени. Тогда в качестве блока нагружения следует рассматривать периодически повторяющуюся часть процесса $\sigma_\Sigma(t)$ на интервале времени между последовательными соударениями деталей, а ресурс, как и в случае невзаимодействующих процессов $\sigma = f(t)$, определять числом N соударений деталей.

Описанный выше подход следует рассматривать как исследование рациональных характеристик вычислительного процесса, осуществляемое для определенного класса деталей и элементов конструкций. Полученные результаты могут быть положены в основу расчета всех деталей с аналогичной конфигурацией и условиями нагружения.

Рассмотрим в качестве примера выбор рациональных характеристик вычислительного процесса в задачах оценки ресурса деталей импульсных машин для разрушения горных пород (погружных пневмоударников [3, 4]).

Коронка диаметром 170 мм (рис. 3) погружного пневмоударника представляет собой объемную деталь сложной конфигурации, взаимодействующую с ударником с частотой 18 $с^{-1}$. Энергия удара, воспринимаемая зоной A контакта, передается через тело коронки на твердосплавные инденторы (на рис. 3 не показаны), непосредственно разру-

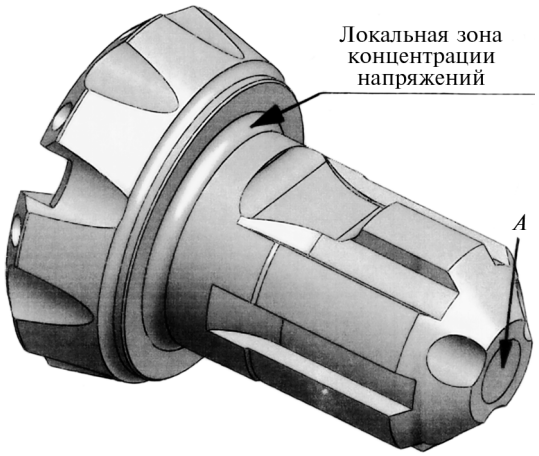


Рис. 3. Коронка погружного пневмоударника

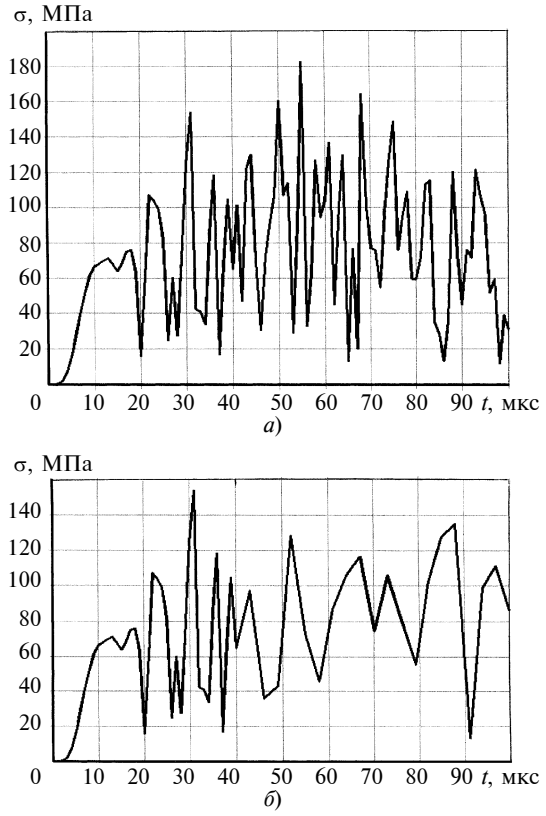


Рис. 4. Графики нагружения коронки диаметром 170 мм в локальной зоне концентрации напряжений

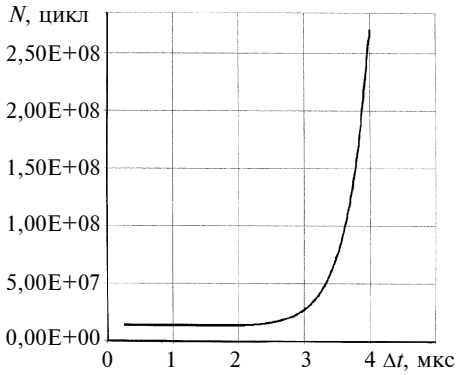


Рис. 5. Расчетная зависимость ресурса *N* коронки от шага Δ*t* интегрирования

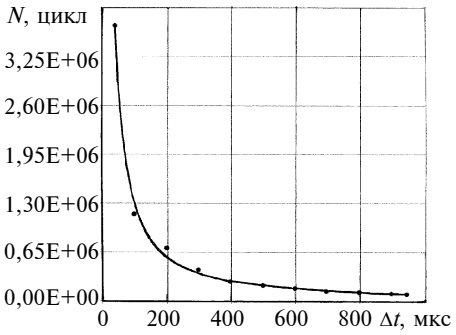


Рис. 6. Расчетная зависимость ресурса *N* коронки от длительности *t* блока нагружения

шающие горную породу. Коронка имеет ряд конструктивных элементов, являющихся концентраторами напряжений, исследование и обеспечение прочности и долговечности которых является одной из задач проектных расчетов. Для одной из таких зон (см. рис. 3) выполнена серия экспериментов с варьированием характеристик вычислительного процесса.

Влияние шага интегрирования. Предварительно рассматривается промежуток времени 100 мкс, из которых в первые 40 мкс коронка непосредственно воспринимает воздействие ударного импульса, а в последующие 60 мкс НДС формируется взаимодействием распространяющихся и отражающихся от всех поверхностей детали волн деформаций. Для оценки степени влияния шага интегрирования уравнение (2) интегрировалось в одном случае с шагом $\Delta t = 1$ мкс на протяжении $t = 100$ мкс (рис. 4, *а*), в другом — с шагом $\Delta t = 1$ мкс на протяжении первых 40 мкс и $\Delta t = 3$ мкс в течение последующих 60 мкс (рис. 4, *б*). Визуально наблюдается изменение характера процесса $\sigma = f(f)$ при изменении Δt, несмотря на незначительные изменения максимума напряжений. Полученные по выражению (1) оценки ресурса для рассматриваемых двух случаев составили соответственно $N = 0{,}247E + 0{,}6$ и $N = 0{,}408E + 06$ циклов соударений.

Дальнейшее варьирование шага Δt позволило построить зависимость $N = h(\Delta t)$ оценок ресурса от шага интегрирования (рис. 5), которая для данного конкретного случая наилучшим образом аппроксимируется логистической моделью вида $N = a/(1 + be^{-c\Delta t})$, где $a = -80\ 184\ 032$; $b = -2\ 506$; $c = 1{,}87$.

На основании полученной зависимости обоснован выбор рационального шага интегрирования в диапазоне $\Delta t = 2{,}5 \div 3$ мкс. Интегрирование с меньшим шагом характеризуется низкой скоростью сходимости к точному значению, но требует значительных вычислительных ресурсов.

Обоснование длительности блока нагружения. Для обоснования длительности блока нагружения построена зависимость $N = s(t)$ ресурса N от учитываемого при схематизации промежутка t времени от начала воздействия ударного импульса (рис. 6). Наилучшим образом эта зависимость аппроксимируется выражением

$$N = e^{a + b/t + c\ln t},$$

где $a = 6{,}93$; $b = 19{,}27$; $c = -0{,}92$.

Для получения стабильных значений оценок ресурса ($p = 3$ %) в качестве блока нагружения достаточно рассматривать период времени $t = t^* = 500$ мкс после начала действия ударного импульса.

Учет взаимодействия процессов нагружения от соседних соударений. Выполненные расчеты показали, что время затухания колебаний, возникших вследствие воздействия ударных импульсов длительностью 40 мкс, составляет порядка $2 \div 3$ тыс. мкс. При частоте соударений деталей 18 $с^{-1}$ промежутки между соударениями составляют порядка 55 тыс. мкс. Таким образом, правомерно рассматривать процесс нагружения как последовательность независимых ударов.

В настоящее время накоплен положительный опыт расчетов НДС и ресурса деталей погружных пневмоударников [5]. Это позволяет рекомендовать описанный методический подход к апробации в проектных расчетах деталей машин импульсного действия других типов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Когаев В. П.** Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1993. 364 с.
2. **Погодин-Алексеев Г. И.** Динамическая прочность и хрупкость металлов. М.: Машиностроение. 1966. 244 с.
3. **Алексеев С. Е., Репин А. А., Пятнин Г. А.** Создание пневматических буровых снарядов для проходки скважин увеличенного диаметра // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 5. С. 25—27.
4. **Алексеев С. Е., Репин А. А., Пятнин Г. А.** Создание и внедрение в производство мощных погружных пневмоударников // Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды. Т. 2: Машиноведение. Новосибирск: ИГД СО РАН, 2007. С. 9—13.
5. **Доронин С. В., Косолапов Д. В.** Оценка конструктивных решений и расчетное обоснование рациональных параметров деталей машин ударного действия для разрушения горных пород // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 10. С. 47—53.

УДК 621.825.54

М. П. ШИШКАРЕВ, д-р техн. наук (РГАСХМ, г. Ростов-на-Дону)

Влияние точности срабатывания предохранительных муфт на прочность деталей и узлов приводов машин

Установлена зависимость коэффициента запаса прочности деталей и узлов привода от точности срабатывания предохранительных муфт. Показано, что фактическое значение коэффициента запаса прочности обратно пропорционально коэффициенту точности, а момент сопротивления наиболее слабого звена машины пропорционален коэффициенту точности предохранительной муфты. Установлено, что применение предохранительных муфт с высокой точностью срабатывания позволяет максимально уменьшить размеры и массу привода.

Ключевые слова: привод, предохранительные муфты, коэффициент запаса прочности, момент сопротивления.

A dependence of the load factor of a gears parts and units upon the safety clutches pickup accuracy has been ascertained. It was shown that actual value of the load factor is in proportion to the pertinency factor, and the moment of resistance of weaker machine's unit is in proportion to that of the safety clutch. It has been stated that application of the safety clutches with high pickup accuracy allows decrease maximally the gear's mass and dimensions.

Keywords: Gear, safety clutches, load factor, moment of resistance.

При проектировании машин расчеты, как правило, выполняют по так называемому слабому звену [1]. При этом предполагается, что данное звено воспринимает в процессе работы наибольшие механические напряжения и в случае возникновения внешних или внутренних перегрузок разрушается в первую очередь.

Предохранительная муфта, устанавливаемая в кинематической цепи привода между рабочим органом машины и наиболее слабым звеном, предназначена для обеспечения надежной защиты последнего от перегрузок. Выбор предохранительной муфты выполняется по коэффициенту $\gamma_{п.н}$ превышения номинальной нагрузки в машине, который зависит от вращающего момента $T_д$, допустимого для наиболее слабого звена, и номинального вращающего момента $T_м$, действующего в машине [1]:

$$\gamma_{п.н} = T_д / T_м. \qquad (1)$$

Очевидно, что момент $T_м$ в формуле (1) должен быть отнесен к рабочему органу машины. Следовательно, максимальный вращающий момент, при котором может сработать предохранительная муфта, не должен быть больше момента $T_д$.

Поскольку вращающий момент $T_д$ зависит от коэффициента запаса прочности наиболее слабого звена машины, максимальный вращающий момент, при котором срабатывает предохранительная муфта, не может превышать момента $T_д$. Поэтому предохранительную муфту следует выбирать с учетом точности ее срабатывания [2] так, чтобы коэффициент $\gamma_{п.н}$ при эксплуатации машины не превышал значения, согласно которому и выбиралась предохранительная муфта.

Точность срабатывания предохранительной муфты, обусловленная ее типом, определяет фактическое значение вращающего момента на слабом звене и влияет на фактическое значение коэффициента запаса прочности.

Постановка задачи. Для обеспечения надежной работы машины и, в частности, ее наиболее слабого звена (с точки зрения прочности) необходимо следующее:

расчетное и фактическое значения коэффициента запаса

прочности наиболее слабого звена должны обеспечивать его неразрушение при воздействии на привод машины перегрузок любой величины;

предохранительная муфта должна срабатывать при вращающем моменте, не превышающем момента $T_д$ при любом режиме эксплуатации машины.

Таким образом, задача исследования заключается в выявлении связи между прочностью наиболее слабого звена машины и точностью срабатывания предохранительной муфты, что позволит оптимизировать прочностные показатели слабого звена машины в зависимости от точности срабатывания предохранительной муфты.

Рис. 1. Расположение поля рабочих нагрузок машины и поля срабатывания предохранительной муфты

Решение. На рис. 1 приведена схема расположения полей рабочих нагрузок машины и срабатывания предохранительной муфты. Поле срабатывания (рассеяния вращающего момента) предохранительной муфты обусловлено нестабильностью вращающего момента, при котором она срабатывает [1], что присуще предохранительным муфтам любого типа. На рис. 1 приведены: $T_м$ — вращающий момент для вала слабого звена; $T_н$ — номинальный вращающий момент, на передачу которого производится настройка предохранительной муфты; T_{max} — максимальный вращающий момент, при котором может произойти срабатывание предохранительной муфты. Вращающие моменты приведены с учетом передаточных отношений и КПД механических передач, расположенных между рабочим органом машины, предохранительной муфтой и наиболее слабым звеном. Вращающий момент $T_{пред}$ — момент, при котором происходит разрушение слабого звена.

Согласно работе [3] вращающий момент $T_н$ выше вращающего момента $T_м$, поскольку при настройке предохранительной муфты учитывается коэффициент $\beta_н$ запаса сцепления [1]. Для предохранительных фрикционных муфт момент $T_н$ соответствует минимальному коэффициенту трения между фрикционными парами муфты [3].

Коэффициент запаса прочности слабого звена, принимаемый при проектировании машины, определяется отношением [4]

$$n = T_{пред}/T_д. \qquad (2)$$

Тогда

$$n = T_{пред}/T_{max}. \qquad (3)$$

Это означает, что коэффициент запаса прочности наиболее слабого звена машины зависит от максимального вращающего момента предохранительной муфты, т. е. от точности ее срабатывания.

Различные предохранительные муфты имеют разную точность срабатывания [1], в связи с этим можно изменять вращающий момент T_{max} при неизменном моменте $T_н$, а соответственно, и фактический коэффициент n запаса прочности наиболее слабого звена машины.

Заметим, что упомянутое изменение коэффициента запаса прочности слабого звена, т. е. его увеличение, при уменьшении вращающего момента T_{max} и наоборот — условно, так как влияет на прочность защищаемого предохранительной муфтой звена привода лишь относительно, поскольку необходимый запас прочности назначается при проектировании машины.

Далее будем учитывать только такое изменение вращающего момента T_{max} предохранительной муфты и, соответственно, точности ее срабатывания, которое приводит к условному увеличению коэффициента n запаса прочности в формуле (3), так как в противном случае (при вращающем моменте T_{max1}) произойдет увеличение момента $T_д$, что повысит вероятность выхода из строя наиболее слабого звена машины.

Будем считать механические напряжения, максимальные по условию разрушения наиболее слабого звена машины, постоянными. Для пластичного материала, из которого изготовлено наиболее слабое звено, это предел текучести $\tau_т$, для хрупкого материала — предел прочности $\tau_в$ [5]. Под показателями $\tau_т$ и $\tau_в$ условимся считать механические напряжения, возникающие в наиболее слабом звене машины в результате действия эквивалентной нагрузки, т. е. соответственно вращающего и изгибающего моментов [4].

Моменты $T_д$ и $T_{пред}$ определяются по формулам:

$$T_д = [\tau]W; \qquad (4)$$

$$\left.\begin{aligned} T_{пред} &= \tau_т W; \\ T_{пред} &= \tau_в W, \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

где $[\tau]$ — допускаемое напряжение материала наиболее слабого звена; W — момент сопротивления наиболее слабого звена в наиболее опасном сечении.

Учитывая, что с целью минимизации размеров и массы наиболее слабого звена расчеты производят по допускаемым напряжениям $[\tau]$, а максимальный вращающий момент при срабатывании предохранительной муфты принимают равным моменту $T_д$ [1, 4], можно заключить, что применение в приводе различных типов предохранительных муфт, обладающих неодинаковой точностью срабатывания, приводит, согласно выражению (4), к изменению момента сопротивления W наиболее слабого звена и определяет его размеры и массу.

Применение различных типов предохранительных муфт приводит к изменению величины вращающего момента $T_д$ (см. рис. 1: моменты $T_{д1}$, $T_{д2}$, $T_{д3}$ соответствуют вращающим моментам T_{max1}, T_{max2}, T_{max3}). Если при использовании предохранительной муфты с более высокой точностью срабатывания сохранить неизменным момент сопротивления W, то при постоянном моменте $T_н$ настройки муфты вследствие уменьшения вращающего момента T_{max} напряжения $[\tau]$, согласно выражению (4), также уменьшатся. Очевидно, что в соответствии с формулой (3) в данном случае произойдет увеличение коэффициента запаса прочности по сравнению с расчетным значением. В данном случае механическая система не будет оптимальной, прочностные свойства наиболее слабого звена машины будут использоваться не полностью, т. е. оно будет нагружено нерационально.

Картина нагружения определяется отношением вращающего момента $T_{пред}$ к моменту $T_{д1}$ ($T_{д2}$, $T_{д3}$). При этом коэффициент запаса прочности наиболее слабого звена увеличивается по мере повышения точности срабатывания предохранительной муфты [отношения $T_{пред}/T_{д1}(T_{пред}/T_{max1})$, $T_{пред}/T_{д2}(T_{пред}/T_{max2})$, $T_{пред}/T_{д3}\times$ $\times(T_{пред}/T_{max3})$], если момент W сопротивления остается неизменным. Для приведения фактического коэффициента запаса прочности в соответствие с расчетным значением необходимо уменьшить момент сопротивления:

$$W_{1...3} = \frac{T_{д1...д3}}{[\tau]} = \frac{T_{max1...max3}}{[\tau]}, \qquad (6)$$

где $W_{1...3}$ — моменты сопротивления наиболее слабого звена машины, соответствующие вращающим моментам T_{max1}, T_{max2}, T_{max3}.

Из формулы (6) следует, что момент сопротивления уменьшается пропорционально максимальному вращающему моменту при срабатывании предохранительной муфты. Очевидно, что пропорционально моментам сопротивления $W_{1...3}$ могут быть уменьшены моменты сопротивления других сечений наиболее слабого звена машины. Таким образом, можно уменьшить его радиальные и осевые размеры и, соответственно, массу звена. При уменьшении момента сопротивления W соответственно уменьшится, согласно формулам (5), и вращающий момент $T_{пред}$ (см. рис. 1, моменты $T_{пред1}$, $T_{пред2}$, $T_{пред3}$). При этом попрежнему будут выполняться соотношения

$$T_{пред1}/T_{д1} = T_{пред2}/T_{д2} = T_{пред3}/T_{д3} = n.$$

Согласно такому параметру предохранительных муфт, как коэффициент $K_т$ точности [1], максимальный вращающий момент T_{max} можно выразить через номинальный вращающий момент $T_н$:

$$T_{max} = K_т T_н. \qquad (7)$$

Вращающие моменты $T_м$ и $T_н$ в приводе машины связаны выражением [1]:

$$T_н = \beta_н T_м, \qquad (8)$$

где $\beta_н$ — коэффициент запаса сцепления ($\beta_н > 1$) [1], назначаемый для повышения надежности передачи номинальной нагрузки машины.

Приняв в качестве номинального вращающего момента предохранительной муфты ее минимальный вращающий момент (при минимальном коэффициенте трения) [3], можно записать, с учетом выражений (7) и (8):

$$T_{max} = \beta_н T_м K_т. \qquad (9)$$

Выразим из формулы (1) вращающий момент $T_м$ через момент $T_д$ и подставим полученное выражение в выражение (9):

$$T_{max} = \beta_н K_т T_д/\gamma_{п.н}. \qquad (10)$$

Подставив выражение (10) в формулу (3), получим:

$$n = T_{пред}\gamma_{п.н}/(\beta_н K_т T_д). \qquad (11)$$

Тогда из формул (2) и (11) получим $\gamma_{п.н} = \beta_н K_т$.

Положим, что расчетный коэффициент запаса прочности, принимаемый при проектировании привода, соответствует коэффициенту $K_{т1}$ точности предохранительной муфты, которую предполагается установить в привод. Тогда последнее равенство принимает вид:

$$\gamma_{п.н1} = \beta_н K_{т1}. \qquad (12)$$

Если рассматривать различные варианты привода с предохранительными муфтами, обладающими неодинаковой точностью срабатывания, то, подставив выражение (12) в формулу (11), получим:

$$n_i = \frac{\tau_т K_{т1}}{[\tau] K_{тi}}; \quad n_i = \frac{\tau_в K_{т1}}{[\tau] K_{тi}}, \qquad (13)$$

где $K_{тi}$ — текущий коэффициент точности предохранительной муфты определенного типа; n_i —

текущее значение коэффициента запаса прочности наиболее слабого звена машины при постоянных коэффициенте $K_{т1}$ и моменте сопротивления W последнего.

Рассмотрим влияние точности срабатывания предохранительной муфты на коэффициент запаса прочности наиболее слабого звена машины на примере зависимости, показанной на рис. 2, где зависимость *1* отражает функцию (13); зависимость *2* — исходное значение коэффициента запаса прочности при условии $K_{тi} = K_{т1}$. При этом исходные данные: $\tau_т = 1210$ МПа; $K_{т1} = 3{,}2$; $[\tau] = 520$ МПа, значения $\tau_т$ и $[\tau]$ для стали марки 30ХГСН2А (незакаленной) [4, 6].

Функция (13) — степенная, с целым отрицательным показателем, равным по модулю единице: ее график показывает, что наиболее значительное увеличение коэффициента запаса прочности имеет место в области небольших значений коэффициента точности предохранительной муфты ($K_{тi} = 1{,}2...1{,}7$). Поскольку оптимизация прочностных показателей наиболее слабого звена машины основана на минимизации его размеров и массы (при сохранении необходимого запаса прочности), можно заключить, что наибольший эффект оптимизации будет при указанных значениях коэффициента точности предохранительной муфты.

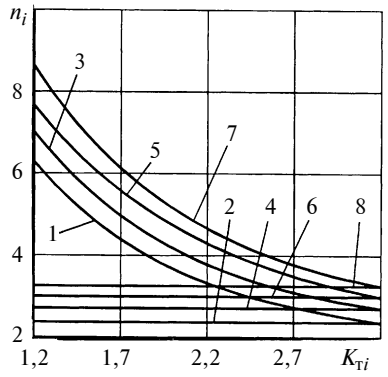


Рис. 2. Зависимости изменения коэффициента n_i запаса прочности (кривые *1*, *3*, *5*, *7*) от коэффициента $K_{тi}$ (*2*, *4*, *6*, *8* — исходные значения коэффициента запаса прочности)

Для того чтобы убедиться в этом, найдем функциональную зависимость момента сопротивления W от коэффициента $K_т$ точности. Имея в виду, что в формуле (9) $T_{max} = T_д$, и учитывая выражение (4), найдем искомую зависимость:

$$W = \beta_н K_т T_м / [\tau]. \qquad (14)$$

Функция (14) (рис. 3) построена по исходным данным: $\beta_н = 1{,}25$ [1]; $[\tau] = 520$ МПа; $T_м = 1600$ Н · м. Очевидно, что момент сопротивления линейно убывает при повышении точности срабатывания предохранительной муфты. Это свидетельствует о том, что, применяя в приводе машины предохранительную муфту с более высокой точностью срабатывания, можно уменьшить нагрузки, действующие на наиболее слабое звено привода, момент сопротивления W, размеры и массу данного звена.

Расчеты показали, что размеры и масса наиболее слабого звена машины изменяются приблизительно пропорционально моменту сопротивления, следовательно, аналогичным будет и влияние точности срабатывания предохранительной муфты на параметры наиболее слабого звена привода.

Поскольку в выражениях (13) отношения $\tau_т/[\tau]$, $\tau_в/[\tau]$ представляют исходный коэффициент запаса прочности наиболее слабого звена, устанавливаемый при расчете и проектировании, исследуем влияние этой величины на скорость изменения текущего значения коэффициента n_i запаса прочности при варьировании коэффициента точности предохранительной муфты. Представим формулу (13) как

$$n_i = nK_{т1}/K_{тi}. \qquad (15)$$

Функция (15) показана на рис. 2: зависимости *3* и *4* построены при $n = 2{,}6$; зависимости *5* и *6* — при $n = 2{,}9$; *7* и *8* — при $n = 3{,}2$; принято $K_{т1} = 3{,}2$. Очевидно, что с увеличением коэффициента n запаса прочности происходит рост и текущего коэффициента n_i запаса прочности. При этом изменение коэффициента n_i запаса прочности остается неизменным независимо от значения n. Следовательно, установка в привод машины предохранительных муфт с различной точностью срабатывания количественно не изменяет эффекта влияния точности срабатывания муфты на момент сопротивления наиболее слабого звена, его размеры и массу.

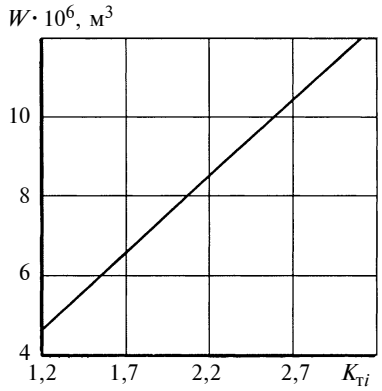


Рис. 3. Зависимость изменения момента сопротивления W наиболее слабого звена привода от коэффициента $K_{тi}$

В настоящей работе исследовано влияние точности срабатывания предохранительной муфты на прочность только одного — наиболее слабого — звена машины. Если в состав части привода, защищаемой предохранительной муфтой, входят и другие звенья, то эффект от повышения точности срабатывания предохранительной муфты распространяется и на эти звенья. В этих случаях следует ожидать более высокого суммарного эффекта уменьшения размеров и совокупной массы как защищаемой части, так и привода в целом.

Изложенное выше свидетельствует о том, что применение в приводах машин предохранительных муфт, обладающих более высокой точностью срабатывания, является эффективным средством

создания машин с наименьшими габаритными размерами, массой и энергоемкостью.

Анализ существующих типов предохранительных муфт, применяемых в приводах машин, показал, что точность срабатывания адаптивных фрикционных муфт выше, чем муфт других типов [7]. Коэффициент точности таких муфт достигает $K_т$ = 1,08...1,12, что, согласно рис. 2 и 3, позволяет существенно повысить коэффициент запаса прочности и тем самым уменьшить моменты сопротивления звеньев, защищаемых предохранительной муфтой, их размеры и массы.

Результаты данного исследования могут быть использованы в практике расчета и проектирования предохранительных муфт, и в частности адаптивных фрикционных, а также деталей и узлов приводов машин.

Выводы

1. При фиксированной настройке предохранительной муфты точность ее срабатывания при неизменных габаритных размерах наиболее слабого звена машины определяет фактический коэффициент запаса прочности, который может превышать расчетное значение, что означает недоиспользование несущей способности данного звена.

2. Образующийся резерв коэффициента запаса прочности наиболее слабого звена, равно как и других звеньев части привода, защищаемой предохранительной муфтой, обеспечивает возможность уменьшения их моментов сопротивления, размеров и масс по сравнению с аналогичными параметрами при предохранительной муфте с меньшей точностью срабатывания.

3. В связи с повышенным коэффициентом запаса прочности, обусловленным более высокой точностью срабатывания предохранительной муфты по сравнению с аналогом с меньшей точностью срабатывания, появляется возможность уменьшения фактического коэффициента запаса прочности до расчетного (нормативного).

4. Установлено, что фактический коэффициент запаса прочности изменяется обратно пропорционально коэффициенту точности предохранительной муфты.

5. Наибольшее увеличение фактического коэффициента запаса прочности соответствует наименьшим механическим напряжениям, действующим в наиболее слабом звене машины, и наибольшему резерву уменьшения момента сопротивления, размеров и массы последнего.

6. Момент сопротивления наиболее слабого звена машины пропорционален коэффициенту точности предохранительной муфты.

7. Расчетный коэффициент запаса прочности наиболее слабого звена машины не влияет на скорость изменения текущего коэффициента запаса в результате варьирования точности срабатывания предохранительной муфты.

8. Применение предохранительных муфт с высокой точностью срабатывания дает возможность максимально уменьшить размеры и массу привода, а следовательно, и машины в целом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А.** Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд., 1974. 352 с.
2. **Тепинкичиев В. К.** Предохранительные устройства от перегрузки станков. М.: Машиностроение, 1968. 112 с.
3. **Шишкарев М. П.** Эффективность применения адаптивных фрикционных муфт // Изв. вузов. Машиностроение. 2001. № 1. С. 27—31.
4. **Детали** машин / В. А. Добровольский, К. И. Заблонский, С. Л. Мак, А. С. Радчик и др. М.: Машиностроение, 1972. 504 с.
5. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. 512 с.
6. **Конструкционные** материалы: Справочник / Б. Н. Арзамасов, В. А. Брострем, Н. А. Буше и др. Под общ. ред. Б. Н. Арзамасова. М.: Машиностроение, 1990. 688 с.
7. **Есипенко Я. И., Паламаренко А. З., Афанасьев М. К.** Муфты повышенной точности ограничения нагрузки. Киев: Техніка, 1972. 168 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;
"Пресса России" — индекс **27841**;
"Почта России" — индекс **60264**.

УДК 62-192

В. С. УТКИН (ВоГТУ, г. Вологда),
Л. В. УТКИН, (СПбЛТА, г. Санкт-Петербург) доктора технических наук

Расчет надежности валов по критерию прочности при вероятностных и возможностных переменных в математической модели предельного состояния

Предложена новая методика расчета надежности вала для любых механических систем, в которой базовые параметры математической модели предельного состояния представлены случайными и нечеткими величинами, в случае, когда применение вероятностно-статистических методов для расчета надежности некорректно.

Ключевые слова: вал, предельное состояние, крутящий момент, надежность, теория возможностей, вероятностно-статистический метод.

A new calculation technique of a shaft's reliability for whatever mechanical systems is proposed, in which the basic parameters of a mathematical model of limiting state are presented by random and illegible values for the case, when use of stochastic-statistical methods for the reliability calculation turns to be incorrect.

Keywords: shaft, limiting state, torsion torque, reliability, the possibilities theory, stochastic-statistical method.

Надежность машин и механизмов является важнейшим показателем качества машиностроительной продукции, роль которого возрастает при решении задач по созданию конкурентоспособной продукции.

Надежность машин определяется надежностью входящих в нее деталей. К основным деталям машины относятся валы, которые работают при сложных нагрузках, зависящих от вида и назначения механизма. При различных воздействиях основными напряжениями являются нормальные напряжения от изгибающего момента $\sigma_и = M_и/W_и$ (иногда дополнительно от сжатия) и касательные напряжения от крутящего момента $\tau_к = M_к/W_к$, где $W_и$ и $W_к$ — моменты сопротивления поперечных сечений вала. На значения $\sigma_и$ и $\tau_к$ оказывают существенное влияние концентраторы напряжений, масштабный фактор, качество обработки поверхности и т. д. Будем считать, что все эти факторы учтены, и рассмотрим метод оценки надежности вала в некоторой системе и только по одному критерию — критерию прочности, математическая модель предельного состояния которой по четвертой теории прочности с учетом изменчивости параметров модели имеет вид:

$$\tilde{\sigma}_{экв} = \sqrt{\tilde{\sigma}_и^2 + 3\tilde{\tau}_к^2} \leqslant \tilde{\sigma}_{-1д}, \quad (1)$$

где $\tilde{\sigma}_{-1д}$ — предел выносливости материала вала (детали).

Расчет надежности вала для случая, в котором все параметры формулы (1) являются случайными величинами (в терминах теории вероятностей) был рассмотрен в работах [1—3]. Расчет надежности вала, когда базовые параметры в формуле (1) представляют собой нечеткие переменные (в терминах теории возможностей [5]), был рассмотрен в работах [3, 4].

Рассмотрим задачу, в которой часть базовых параметров в математической модели предельного состояния нечеткие — переменные, а другая часть параметров — случайные величины. Применительно к расчету надежности вала по формуле (1) примем (как вариант) $\tilde{\sigma}_{-1д}$ и $\tilde{\tau}_к$ — случайные величины с известными законами распределения и их параметрами, а $\tilde{\sigma}_и$ будем рассматривать как нечеткую переменную с функцией распределения возможностей (ФРВоз) [3]:

$$\pi_{\tilde{\sigma}}(\sigma) = \exp\{-[(\sigma - a_\sigma)/b_\sigma]^2\}, \quad (2)$$

где $a_\sigma = 0{,}5(\sigma_{max} + \sigma_{min})$; $b_\sigma = 0{,}5(\sigma_{max} - \sigma_{min})/\sqrt{-\ln\alpha}$, $\alpha \in [0, 1]$. Уровень среза (риска) α задается [6], параметры σ_{max} и σ_{min} находят из вариационного ряда $\{\sigma_i\}$, $i = 1, 2, ..., n$, в котором значения напряжений определяются по результатам измерений деформаций в ограниченном количестве (ограниченная статистическая информация). ФРВоз $\tilde{\sigma}_и$ [3] с учетом выражения (2) показана на рис. 1 (здесь используется обозначение $\sigma = \sigma_и$), а также множество вероятностных мер в виде функций $F_{\tilde{\sigma}}(\sigma)$ (заштрихованная зона), ограниченное требованием согласованности в теории возможностей [5] в виде условия $\underline{F}_{\tilde{\sigma}}(\sigma) \leqslant \underline{F}_{\tilde{\sigma}}(\sigma) \leqslant \overline{F}_{\tilde{\sigma}}$, где $\underline{F}_{\tilde{\sigma}}(\sigma)$, $\overline{F}_{\tilde{\sigma}}(\sigma)$ — границы интервала $[\underline{F}_{\tilde{\sigma}}(\sigma); \overline{F}_{\tilde{\sigma}}(\sigma)]$ для $F_{\tilde{\sigma}}(\sigma)$.

Из рис. 1 видно:

$$\left.\begin{aligned} \underline{F}_{\tilde{\sigma}}(\sigma) &= \begin{cases} 0, \text{ если } \sigma_и \leqslant a_\sigma; \\ 1 - \pi_{\tilde{\sigma}}(\sigma), \text{ если } \sigma_и > a_\sigma; \end{cases} \\ \overline{F}_{\tilde{\sigma}}(\sigma) &= \begin{cases} \pi_{\tilde{\sigma}}(\sigma), \text{ если } \sigma_и \leqslant a_\sigma; \\ 1, \text{ если } \sigma_и > a_\sigma. \end{cases} \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

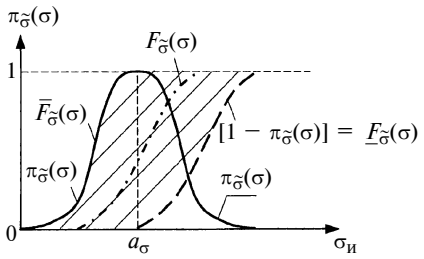


Рис. 1. ФРВоз $\pi_{\tilde{\sigma}}(\sigma)$ и функции распределения вероятностей: $\underline{F}_{\tilde{\sigma}}(\sigma)$, $\overline{F}_{\tilde{\sigma}}(\sigma)$ и $F_{\tilde{\sigma}}(\sigma)$

Значения параметра $\tau_к$ находят по результатам измерений мощности N на валу или электродвигателя с помощью ваттметра (в запас надежности) и частоты вращения n вала, используя формулу $\tau_к = \frac{9554N}{nW_к}$ [7]. В данном случае $\tilde{\tau}_к = \frac{9554\tilde{N}}{\tilde{n}W_к}$.

Будем считать, как принято в работе [1], что $\tilde{N}$ и $\tilde{n}$ изменяются по нормальному (Гауссовскому) закону распределения, кроме того, $\tilde{\tau}_к$ изменяется по нормальному закону $N(\tau, m_\tau, S_\tau)$, где m_τ — математическое ожидание ($m_\tau \approx \bar{\tau}$); S_τ — среднее квадратическое отклонение τ от среднего значения $\tilde{\tau}$, которые определим с помощью параметров m_N, S_N, m_n, S_n по методу линеаризации [1]:

$$m_\tau = \frac{9554m_N}{m_nW_к},$$

$$S_\tau = \sqrt{\left(\frac{9554}{m_nW_к}\right)^2 S_N^2 + \left(\frac{9544m_N}{m_n^2W_к}\right)^2 S_n^2}.$$

Рассмотрим случай, в котором для $\tilde{\sigma}_{-1д}$ получена полная статистическая информация. При этом под полной информацией о случайной величине понимается наличие сведений о законе распределения этой случайной величины и его параметрах. Примем, что $\tilde{\sigma}_{-1д}$ [1] изменяется по нормальному закону распределения с параметрами $m_{\sigma_{-1д}}$ и $S_{\sigma_{-1д}}$, т. е. $N(\sigma_{-1д}, m_{\sigma_{-1д}}, S_{\sigma_{-1д}})$.

Для получения полной статистической информации о $\sigma_{-1д}$ материала вала можно использовать метод испытаний, рассмотренный в работах [3, 8, 9]. При этом $m_{\sigma_{-1д}} \approx \bar{\sigma}_{-1} = (0{,}4 \div 0{,}5)\bar{\sigma}_в$, а предел прочности $\bar{\sigma}_в$ материала определяют по твердости стали вала, определяемой методом царапания по формуле $\tilde{H}_ц = \frac{3{,}25F}{\tilde{b}}$, где $F = 80$ Н — сила нажатия индентора на металл вала; b — ширина царапины. По эмпирической формуле [8, 9] имеем: $\tilde{\sigma}_в = 0{,}26\tilde{H}_ц - 71$.

По значению параметра $\bar{\sigma}_в$ и множеству $\{\sigma_i\}$, $i = 1, 2, ..., n$, где n — число измерений ширины b царапин, находят среднее квадратическое отклонение $S_{\sigma_в}$.

Найдем вероятность отказа вала по критерию прочности (1).

Поставленную задачу можно решать различными способами. Во-первых, можно все параметры математической модели предельного состояния ($\tilde{\sigma}_и$, $\tilde{\tau}_к$, $\tilde{\sigma}_{-1д}$) представить нечеткими переменными, даже те, для которых статистическая информация полная, например $\tilde{\tau}_к$, $\tilde{\sigma}_{-1д}$. В этом случае для расчета надежности вала используют принцип обобщения теории возможностей Л. Заде [4, 10, 11]. Подробнее о методике расчета можно узнать в работах [3, 4, 10, 11]. Недостаток данного способа заключается в том, что теряется полезная статистическая информация о показателях $\tilde{\tau}_к$ и $\tilde{\sigma}_{-1д}$. Это приводит к более размытому и менее информативному интервалу надежности.

Другой способ — параметры $\tilde{\sigma}_и$ и $\tilde{\tau}_к$ принимаются случайными переменными. В этом случае решение осуществляется методом, описанным в работах [1—3, 12]. Однако решение о распределении параметра $\sigma_и$ при неполной информации может оказаться ошибочным.

Следующий способ — функция распределения возможностей нечеткой переменной эквивалентным образом представляется в виде нижней $\underline{F}_{\tilde{\sigma}}(\sigma)$ и верхней $\bar{F}_{\tilde{\sigma}}(\sigma)$ функций распределения вероятностей, которые ограничивают некоторое множество функций распределения [5]. Найдем вероятность события $\varphi(\sigma, \tau) \geqslant \sigma_{-1д}$, т. е. вероятность отказа Q при характеристике $\sigma_и$ мерами возможностей, а $\tau_к$ и $\sigma_{-1д}$ — мерами вероятностей.

В общем случае для трех величин (x_1 — нечеткой; x_2 и y — случайных) в соответствии с работами [12, 13] можно записать:

$$\text{Вер}\{\phi(x_1, x_2) \geqslant Y\} = \iiint\limits_{\phi(x_1, x_2) \geqslant y} \rho_1(x_1)\rho_2(x_2) \times \rho_3(y)\mathrm{d}x_1\mathrm{d}x_2\mathrm{d}y.$$

Здесь $\rho_i(x)$ — плотности соответствующих случайных величин. Так как значения x_1, x_2, y изменяются от 0 до ∞, то тройной интеграл можно переписать в виде:

$$\text{Вер}\{\varphi(x_1, x_2) \geqslant Y\} = \int_0^\infty\int_0^\infty \int_0^{\varphi(x_1, x_2)} \rho_1(x_1)\rho_2(x_2) \times \rho_3(y)\mathrm{d}x_1\mathrm{d}x_2\mathrm{d}y = \int_0^\infty\int_0^\infty \rho_1(x_1) \times \rho_2(x_2)\left[\int_0^{\varphi(x_1, x_2)} \rho_3(y)\mathrm{d}y\right]\mathrm{d}x_1\mathrm{d}x_2 = \int_0^\infty\int_0^\infty \rho_1(x_1)\rho_2(x_2)F_Y(\varphi(x_1, x_2))\mathrm{d}x_1\mathrm{d}x_2.$$

Здесь $F_Y(x)$ — функция распределения вероятностей случайной величины Y.

Используем данную модель для решения задачи по расчету надежности вала по критерию прочности.

Будем считать, что $\tilde{\sigma}_и$, $\tilde{\tau}_к$, $\tilde{\sigma}_{-1д}$ — независимые параметры модели предельного состояния в формуле (1). Нижнее и верхнее значения вероятности отказа вала по критерию прочности найдем с учетом выражения (3) и пределов интегрирования (см. рис. 1) по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \underline{Q} &= \int_{a_\sigma}^\infty\int_0^\infty \underline{\rho}_{\tilde{\sigma}}(\sigma)(\rho_{\tilde{\tau}}(\tau) \times F_{\tilde{\sigma}_{-1д}}(\varphi(\sigma, \tau))\mathrm{d}\tau)\mathrm{d}\sigma; \\ \bar{Q} &= \int_0^{a_\sigma}\int_0^\infty \bar{\rho}_{\tilde{\sigma}}(\sigma)(\rho_{\tilde{\tau}}(\tau) \times F_{\tilde{\sigma}_{-1д}}(\varphi(\sigma, \tau))\mathrm{d}\tau)\mathrm{d}\sigma, \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

где $F_{\tilde{\sigma}_{-1д}}(\varphi(\sigma, \tau)) = \int\limits_0^{\varphi(\sigma,\tau)} \rho_{\sigma_{-1д}} x dx$ и функции $\underline{\rho}_{\tilde{\sigma}}(\sigma) = \dfrac{d\underline{F}_{\tilde{\sigma}}(\sigma)}{d\sigma}$, $\overline{\rho}_{\tilde{\sigma}}(\sigma) = \dfrac{d\overline{F}_{\tilde{\sigma}}(\sigma)}{d\sigma}$ являются плотностями вероятностей. Отметим, что $\underline{F}_{\tilde{\sigma}}$ и $\overline{F}_{\tilde{\sigma}}$ — нижняя и верхняя функции распределения. Плотности $\underline{\rho}_{\tilde{\sigma}}$ и $\overline{\rho}_{\tilde{\sigma}}$, строго говоря, не являются нижней и верхней плотностью, эти производные от нижней и верхней функций распределения, однако в дальнейшем для краткости будем называть их нижним и верхним значениями плотности.

С учетом выражения (2) из рис. 1 видно, что при $\sigma < a_\sigma$ имеем:

$$\overline{\rho}_{\tilde{\sigma}}(\sigma) = \frac{d\pi_{\tilde{\sigma}}(\sigma)}{d\sigma} = -2\left(\frac{\sigma - a_\sigma}{b_\sigma^2}\right) e^{-\left(\frac{\sigma - a_\sigma}{b_\sigma}\right)^2}. \quad (5)$$

$$\underline{\rho}_{\tilde{\sigma}}(\sigma) = \frac{d(1 - \pi_{\tilde{\sigma}}(\sigma))}{d\sigma} = -\frac{d\pi_{\tilde{\sigma}}(\sigma)}{d\sigma} = 2\frac{\sigma - a_\sigma}{b_\sigma}\frac{1}{b_\sigma} e^{-\left(\frac{\sigma - a_\sigma}{b_\sigma}\right)^2}. \quad (6)$$

Аналогично имеем $\underline{\rho}_{\tilde{\sigma}}(\sigma) = 0$ при $\sigma < a_\sigma$ и $\overline{\rho}_{\tilde{\sigma}}(\sigma) = 0$ при $\sigma > a_\sigma$.

В формулах (4) $\rho_\tau(\tau)$ — плотность вероятности распределения случайной величины $\tilde{\tau}_к$. Для нормального распределения [1] имеем:

$$\rho_\tau(\tau) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} S_\tau} e^{-\frac{(\tau - m_\tau)^2}{2S_\tau^2}}. \quad (7)$$

Формулы (4) можно записать как

$$\left.\begin{aligned} \underline{Q} &= \int\limits_{a_\sigma}^{\infty} \overline{\rho}_{\tilde{\sigma}}(\sigma)\Big(\int\limits_0^{\infty} \rho_{\tilde{\tau}}(\tau) \times \\ &\times F_{\tilde{\sigma}_{-1д}}(\varphi(\sigma, \tau))d\tau\Big) d\sigma; \\ \overline{Q} &= \int\limits_{\infty}^{a_\sigma} \underline{\rho}_{\tilde{\sigma}}(\sigma)\Big(\int\limits_0^{\infty} \rho_{\tilde{\tau}}(\tau) \times \\ &\times F_{\tilde{\sigma}_{-1д}}(\varphi(\sigma, \tau))d\tau\Big) d\sigma. \end{aligned}\right\} \quad (4')$$

Функция распределения $F_{\sigma_{-1д}}(\varphi(\sigma, \tau))$ при нормальном распределении $N(\varphi(\sigma, \tau), m_{\sigma_{-1д}}, S_{\sigma_{-1д}})$ имеет вид:

$$F_{\sigma_{-1д}}(\varphi(\sigma, \tau)) = \int\limits_0^{\varphi(\sigma,\tau)} \frac{1}{(\sqrt{2\pi} S_{\sigma_{-1}})^2} \times e^{-\frac{(\sigma_{-1д} - m_{\sigma_{-1}})^2}{2S_{\sigma_{-1}}^2}} d\sigma_{-1д}, \quad (8)$$

где $m_{\sigma_{-1}}$ — математическое ожидание для $\tilde{\sigma}_{-1д}$, при этом $m_{\sigma_{-1}} \approx \bar{\sigma}_{-1д}$; $\bar{\sigma}_{-1д} = \sum\limits_{i=1}^{n} \dfrac{\sigma_i}{n}$ — среднее значение $\tilde{\sigma}_{-1д}$; $S_{\sigma_{-1}}$ — среднее квадратическое отклонение для $\tilde{\sigma}_{-1д}$.

По формуле (1) имеем $\varphi(\sigma, \tau) = \sqrt{\tilde{\sigma}_и^2 + 3\tilde{\tau}_к^2}$. Для других моделей функция $\varphi(\sigma, \tau)$ будет иметь другой вид, например $\varphi(\sigma, \tau) = \max(\sigma_и, \tau_к)$; $\varphi(\sigma, \tau) = \sqrt{\tilde{\sigma}_и^2 + 4\tilde{\tau}_к^2}$ и т. д.

На рис. 2 условно, как показано в работе [14], приведены функции распределения нечетких и случайных величин ($\tilde{\sigma}_и$, $\tilde{\tau}_к$ и $\tilde{\sigma}_{-1д}$).

Расчет надежности вала осуществляется по формулам (4) или (8) численным методом, реализованных в ряде математических пакетов, с нахождением значений интервала отказа $[\underline{Q}, \overline{Q}]$, а также значений интервала безотказной работы вала по критерию прочности $[\underline{P} = 1 - \overline{Q}, \overline{P} = 1 - \underline{Q}]$,

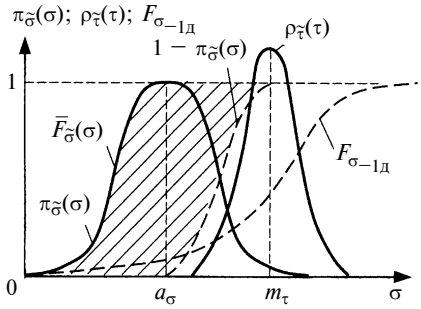


Рис. 2. ФРВоз $\pi_{\tilde{\sigma}}(\sigma)$, функция плотности $\rho_{\tilde{\tau}}(\tau)$ и функция распределения $F_{\sigma_{-1д}}$

где $\underline{P}$, $\overline{P}$ — нижняя и верхняя вероятности безотказной работы вала. Истинное значение надежности находится внутри интервала $[\underline{P}, \overline{P}]$.

Пример. Пусть известны для вала параметры: $a_\sigma = 200$ МПа; $b_\sigma = 40$ МПа; $m_\tau = 200$ МПа; $S_\tau = 40$ МПа; $m_{\sigma_{-1д}} = 500$ МПа; $S_{\sigma_{-1д}} = 50$ МПа.

Требуется определить надежность вала по критерию прочности.

Подставляя выражения (5)—(7) в формулы (4) или (8) и проинтегрировав (используя, например, программу MuPad), получим: $\underline{Q} = 7{,}3928 \cdot 10^{-2}$, $\overline{Q} = 1{,}5084 \cdot 10^{-1}$.

Вероятность безотказной работы: $\underline{P} = 1 - \overline{Q} = 0{,}84916$, $\overline{P} = 1 - \underline{Q} = 0{,}92607$. Надежность вала характеризуется интервалом [0,84916; 0,92607], внутри которого находится значение истинной надежности.

Вал представляет собой механическую систему с последовательной структурой (в понятиях теории надежности) с несколькими сечениями для расчета надежности и несколькими критериями предельных состояний. Надежность вала как системы, с учетом всех ее элементов, характеризуется интервалом $[\underline{P}_{i\min}, \overline{P}_{i\min}]$, где $i = 1, 2, ..., n$ — число элементов структурной схемы.

Таким образом, предложен новый метод расчета надежности вала при случайных и нечетких па-

раметрах математической модели предельного состояния. Приведен пример расчетов надежности вала в качестве алгоритма расчетов надежности. Данный метод может быть использован для расчета надежности любых механических систем по любому критерию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Решетов Д. Н.** Надежность машин: Учеб. пособие / Под ред. Д. Н. Решетова, А. С. Иванов, В. З. Фадеев. М.: Высшая школа, 1988. 238 с.

2. **Труханов В. М**. Методы обеспечения надежности изделий машиностроения. М.: Машиностроение, 1995. 304 с.

3. **Уткин В. С., Уткин Л. В**. Надежность машин и оборудования: Учеб. пособие. Вологда: ВоГТУ, 2007. 159 с.

4. **Уткин В. С.** Расчет надежности индивидуального вала цепной передачи при ограниченной статистической информации // Мат. 3-й Междун. науч.-техн. конфер. "Автоматизация и энергосбережения". Т. 2. Вологда: ВоГТУ, 2007. С. 119—122.

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

6. **Уткин В. С.** Значение уровня риска в теории возможностей // Строительные материалы. 2004. № 8. С. 35.

7. **Иосилевич Г. Б**. Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.

8. **Пат. № 2308018** ФГУ ФИПСРФ. Устройство для определения твердости материалов методом царапания.

9. **Уткин В. С., Плотникова О. С.** Определение механических характеристик материалов в конструкциях неразрушающим методом (царапанием) // Конструкции из композиционных материалов, 2007. № 4. С. 118—121.

10. **Уткин В. С.** Определение надежности индивидуальных механических систем при ограниченной информации // Вестник машиностроения. 2006. № 5. С. 37—39.

11. **Уткин В. С., Уткин Л. В**. Определение надежности строительных конструкций. Вологда: ВоГТУ, 2000. 125 с.

12. **Болотин В. В**. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1984. 312 с.

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

14. **Ржаницын А. Р**. Теория расчета строительных конструкций на надежность. М.: Стройиздат, 1978. 239 с.

УДК 620.178.3 + 620.194.8

А. Н. ГУЩИН, канд. техн. наук, Г. В. ПАЧУРИН, д-р техн. наук
(НГТУ им. Р. Е. Алексеева, г. Нижний Новгород)

Эксплуатационные свойства штампованной низкоуглеродистой стали марок 08Ю и 08ЮА

Изучено влияние степени предварительной технологической деформации на эксплуатационные свойства низкоуглеродистой холоднокатаной качественной стали 08Ю и горячекатаной высококачественной стали 08ЮА.

Ключевые слова: сталь, прокат, деформация, растяжение, повреждаемость, механические свойства, усталостное разрушение.

An influence of a preliminary process induced distortion upon the operating ability of low-carbon tough qualitative steel of 08YU and hot-rolled high-quality steel of 08ЮА has been studied.

Keywords: Steel, rolled metal, deformation, stretching, damageability, mechanical properties, fatigue failure.

Для изготовления большого круга деталей, применяемых в различных отраслях промышленности (например, в автомобильной, судостроительной, авиационной и др.), получаемых методами холодной штамповки с весьма глубокой, сложной и особосложной вытяжкой, широко используются низкоуглеродистая тонколистовая холоднокатаная качественная сталь марки 08Ю и горячекатаная высококачественная 08ЮА.

Предварительная пластическая деформация металлических материалов, повышая, как правило, их прочностные параметры и снижая показатели пластичности, неоднозначно влияет на усталостные характеристики [1—3]. В статье представлены результаты исследования влияния степени предварительной технологической пластической деформации плоских образцов из холоднокатаной стали 08Ю и горячекатаной стали 08ЮА на изменение их механических свойств при статическом нагружении и параметров усталостного разрушения на воздухе и в коррозионной среде (3 %-й раствор морской соли в воде).

Предварительная пластическая деформация растяжением в диапазоне от 0 до 30 % и последующие статические испытания растяжением проводились на плоских образцах с размерами поперечного сечения 3 × 20 мм на разрывной машине INSTRON со скоростью деформации $2 \cdot 10^{-3}$ $с^{-1}$. Усталостные испытания на воздухе плоских предварительно растянутых до различных степеней образцов из горячекатаной стали 08ЮА (размеры рабочей части соответствовали IV типу [4]) осуществляли по схеме мягкого нагружения знакопеременным циклическим изгибом на электромагнитной установке [3], позволяющей регистрировать изменение прогиба образца в процессе нагружения. Циклические испытания

плоских образцов из холоднокатаной стали 08Ю в исходном и предварительно осаженном на прессе состоянии (осадка составляла до 12 %, скорость деформации — 10^{-1} $с^{-1}$) проводились на воздухе и в коррозионной среде по жесткой схеме консольного изгиба с частотой 25 Гц на специально спроектированной двухпозиционной установке [5, 6]. Исходное состояние и химический состав материалов исследованных образцов:

1) холоднокатаная сталь 08Ю — 0,07 C, 0,25 Mn, 0,025 S, 0,02 P, 0,05 Al, 0,02 Cr, 0,04 Ni, 0,02 Cu, 0,01 Si, остальное — Fe;

2) горячекатаная сталь 08ЮА — 0,093 C, 0,281 Mn, 0,013 S, 0,016 P, 0,059 Al, 0,10 Cr, 0,15 Ni, 0,02 Cu, 0,038 Si, остальное — Fe.

Кроме стандартных механических характеристик при растяжении исследованных материалов определяли показатели n деформационного упрочнения при статическом растяжении и удельную работу $W_с$, МДж/м^3 предельной деформации. Показатель n деформационного упрочнения определяли из уравнения кривой упрочнения при статическом растяжении [1—3]:

$$\sigma_i = \sigma_0 \varepsilon_i^n, \qquad (1)$$

где σ_i — истинное текущее напряжение течения материала, МПа; ε_i — истинная текущая деформация, МПа; σ_0 — постоянная, равная напряжению течения при $\varepsilon = 1$ МПа.

Удельную работу предельной деформации рассчитывали по формуле [7]

$$W_с = \frac{\delta_р}{3}(\sigma_{0,2} + 2\sigma_в) + 4{,}6\sigma_в(1 + \delta_р)\lg\left(\frac{1 + \delta_{пр}}{1 + \delta_р}\right) + \sigma_в(1 + \delta_р)^2\left[\frac{1}{(1 + \delta_{пр})} - \frac{1}{(1 + \delta_р)}\right],$$

где $\sigma_{0,2}$ и $\sigma_в$ — соответственно условный предел текучести и предел прочности, МПа: $\delta_р$ — относительное равномерное удлинение, %; $\delta_{пр} = \psi/(1 - \psi)$ — общее относительное приведенное удлинение, % (ψ — сужение).

Результаты испытаний на статическое растяжение исследованных образцов представлены в табл. 1 и на рис. 1.

Анализ результатов испытаний на статическое растяжение показывает, что пределы прочности и текучести возрастают, а показатели пластичности уменьшаются с увеличением степени предварительной деформации образцов (см. табл. 1, рис. 1), что связано с изменением их структурного состояния в процессе пластической деформации [2, 3]. При этом кривые деформационного упрочнения при статическом растяжении образцов с ростом степени предварительной деформации располагаются выше, а структурночувствительный показатель n деформационного упрочнения в уравнении (1) кривой деформационного упрочнения уменьшается для обоих материалов.

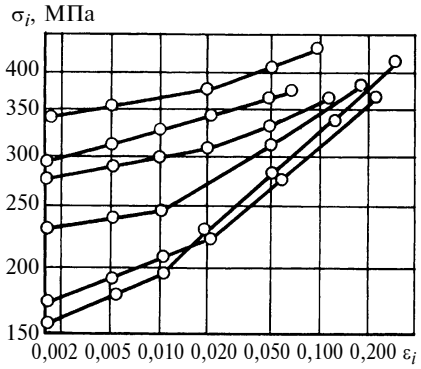


Рис. 1. Кривые упрочнения при растяжении стали 08Ю для степеней предварительной деформации 0 (*1*), 2, 3 (*2*), 2, 9 (*3*), 9, 6 (*4*), 17 (*5*), 30 % (*6*)

С ростом степени предварительной деформации от 0 до 20 % условный предел текучести и условный предел прочности соответственно возрастают в 1,17 и 1,75 раза у стали 08Ю и в 1,22 и 1,68 раза у стали 08ЮА. При этом показатели пластичности, полное относительное удлинение δ и сужение ψ снижаются соответственно в 4,29 и 1,43 раза у стали 08Ю и в 3,6 и 1,17 раза у стали 08ЮА. При этом удельная работа $W_с$ предельной деформации при статическом растяжении снижается в 1,52 и 1,32 раза, а показатель n деформационного упрочнения в 3,43 раза и более чем в 40 раз для сталей 08Ю и 08ЮА соответственно (рис. 2).

На рис. 3, *а* приведены кривые усталости в координатах "напря-

Таблица 1

Механические характеристики образцов, деформированных растяжением

Номер п/п	$\varepsilon_{п.д}$, %	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ, %	ψ, %	$W_с$, МДж/м^3	n	σ_{-1}, МПа
Холоднокатаная сталь 08Ю								
1	0	294	163	30	50	270	0,25	—
2	3	313	230	26	49	278	0,16	—
3	10	315	271	17	48	258	0,10	—
4	20	345	286	7	35	177,8	0,07	—
Горячекатаная сталь 08ЮА								
1	0	347	247	31	77	850	0,193	200
2	2,5	362	302	22	73	738	0,148	170
3	5	376	343	19	69	703	0,102	180
4	10	401	384	15	67	670	0,032	190
5	15	408	402	9,5	66,5	653	0,0072	197
6	20	424	416	8,5	66	644	0,0045	195

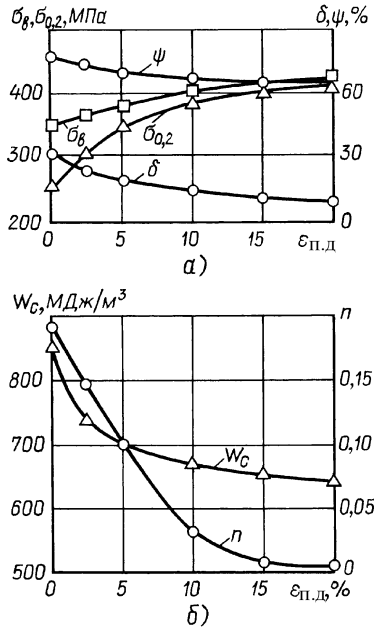


Рис. 2. Изменение в зависимости от степени предварительной деформации растяжением механических характеристик горячекатаной стали 08ЮА: *а* — прочностных ($\sigma_в$, $\sigma_{0,2}$) и пластических (δ, ψ); *б* — показателя *n* деформационного упрочнения при статическом нагружении и удельной работы W_c предельной деформации

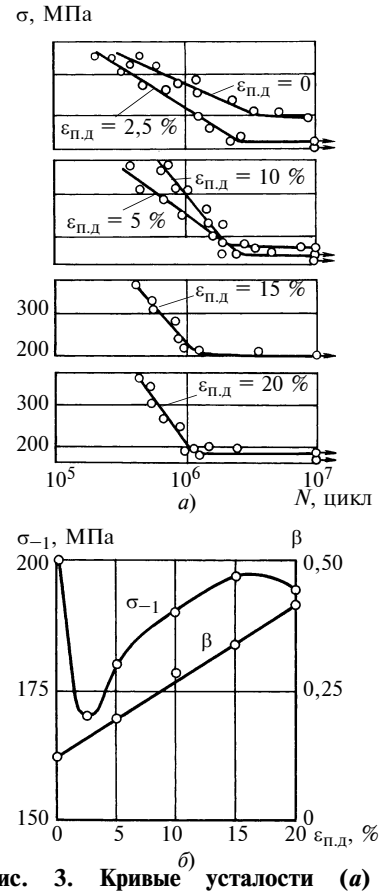


Рис. 3. Кривые усталости (*а*) и изменение предела усталости σ_{-1} и показателя β в зависимости от степени предварительной деформации (*б*) горячекатаной стали 08ЮА

жение — долговечность", уравнения которых имеют общий вид [3]:

$$\lg\sigma = \lg\sigma_0 - \beta\lg N,$$

где β — тангенс угла наклона кривой усталости ($\mathrm{tg}\alpha_\omega$), характеризующий способность материала сопротивляться циклическому нагружению.

Уравнения кривых усталости приведены в табл. 2.

Анализ результатов экспериментов показывает, что влияние вида и режима технологической обработки на сопротивление усталостному разрушению сталей зависит от их природы, исходного состояния и условий циклического нагружения. Наличие коррозионной среды обычно значительно снижает сопротивление усталости конструкционных материалов, причем это снижение усиливается с увеличением продолжительности испытания.

Коррозионно-усталостное разрушение сталей, как правило, развивается из нескольких очагов и инициируется повреждением поверхности, появлением локальной коррозии, усиливаемыми карбидными включениями. Трещины не только многочисленны и менее ориентированны, чем при испытании на воздухе, но и имеют на поверхности продукты коррозии, окисления.

Предварительная деформация осадкой холоднокатаной стали 08Ю на 12 % при высоких напряжениях, например при амплитуде напряжений σ_a = 250 МПа, снижает долговечность в 1,37 раза при испытании на воздухе и незначительно увеличивает (в 1,02 раза) в коррозионной среде. При пониженных уровнях амплитуд напряжений (например при σ_a = = 150 МПа) деформация осадкой на 12 % сказывается на долговечности холоднокатаной стали 08Ю при испытаниях в различных средах неоднозначно: на воздухе долговечность снижается более резко (в 1,42 раза), чем в 3 %-м водном растворе морской соли. При этом если в холоднокатаном состоянии долговечность стали 08Ю в коррозионной среде уменьшается по сравнению с испытанием на воздухе в 2,2 раза (при σ_a = 150 МПа), то после осадки на 12 % — лишь в 1,95 раза (при том же напряжении).

В результате усталостных испытаний на воздухе стали 08ЮА установлено (см. табл. 1, 2 и рис. 3), что с увеличением степени предварительной деформации растяжением постоянному увеличению показателя β (β = 0,416 при $\varepsilon_{п.д}$ = 20 %, что в 2 раза больше, чем у недеформированных образцов) соответствует неоднозначное изменение предела усталости σ_{-1} на базе испытаний $N = 10^7$ циклов.

Предварительная деформация растяжением до $\varepsilon_{п.д}$ = 2,5 % снижает предел усталости по сравнению с недеформированными образцами на 15 %, что может быть связано с возникновением повреждаемости в наиболее слабых поверхностных зернах металла, с характером и уровнем внутренних остаточных напряжений, степенью неоднородности пластической деформации [1]. Дальнейшее увеличение степени предварительной деформации приводит к росту σ_{-1}, значение которого при $\varepsilon_{п.д}$ = 15 % достигает максимума σ_{-1} = 197 МПа, не превышающего значения предела усталости недеформированных образцов σ_{-1} = 200 МПа.

При этом следует отметить, что с увеличением $\varepsilon_{п.д}$ непрерывному уменьшению удельной работы W_c предельной деформации и показателя *n* деформационного упрочнения соответствует рост показателя β кривых усталости, т. е. снижению деформационной способности предварительно деформированных образцов соответствует рост интенсивности накопления усталостных повреждений с уменьшением амплитуд σ_a напряжения цикла.

Дополнительную информацию о накоплении циклических повреждений можно получить [8] при рассмотрении изменения относительной стрелы прогиба об-

Таблица 2

Уравнения кривых усталости сталей при испытании на воздухе и в 3 %-м водном растворе морской соли

Материал	Предварительная деформация			Среда испытания	$\lg\sigma = -\mathrm{tg}\alpha_\omega \lg N + \lg\sigma_a$ или $Y = -AX + B$
	Вид	Степень, %	Скорость, $с^{-1}$		
Сталь 08Ю	—	ИС (х/к)	—	Воздух Раствор	$Y = -0{,}132X + 2{,}921$ $Y = -0{,}159X + 3{,}016$
	Осадка	12	10^{-1}	Воздух Раствор	$Y = -0{,}134X + 2{,}910$ $Y = -0{,}171X + 3{,}068$
Сталь 08ЮА	—	ИС (г/к)	—	Воздух	$Y = -0{,}121X + 3{,}163$
	Растяжение	2,5 5 10 15 20	$2 \cdot 10^{-3}$	Воздух	$Y = -0{,}194X + 3{,}484$ $Y = -0{,}204X + 3{,}582$ $Y = -0{,}291X + 4{,}157$ $Y = -0{,}339X + 4{,}364$ $Y = -0{,}416X + 4{,}812$

Примечание. ИС — исходное состояние; х/к — холоднокатаная; г/к — горячекатаная.

Таблица 3

Параметры изменения относительной стрелы прогиба образца на стадии N_1

Номер п/п	$\varepsilon_{п.д}$, %	Параметры уравнения кривой $\varepsilon_1 = f(N_1)$ при σ_a = 260 МПа		
		$\lg\varepsilon_0$	C	r
1	0	0,167	0,048	−0,94
2	2,5	0,250	0,064	−0,94
3	5	0,172	0,059	−0,95
4	10	0,120	0,044	−0,97
5	15	0,093	0,036	−0,98
6	20	0,053	0,025	−0,98

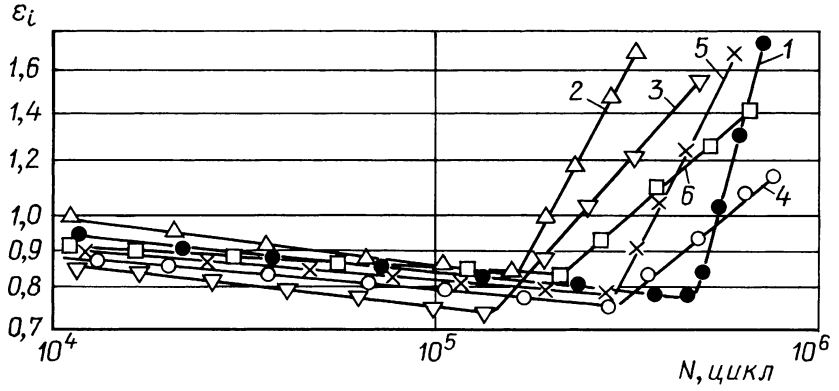


Рис. 4. Изменение относительной стрелы прогиба образца предварительно деформированной растяжением горячекатаной стали 08ЮА при σ_a = 260 МПа и $\varepsilon_{п.д}$ = 0 (*1*), 2, 5 (*2*), 5 (*3*), 10 (*4*), 15 (*5*), 20 % (*6*)

разца $\varepsilon_i = f_0/f_i$, (f_0, f_i — соответственно величины начальной и текущей стрелы прогиба образца) в функции числа N циклов нагружения (табл. 3).

На рис. 4 при амплитуде напряжений σ_a = 260 МПа представлены кривые $\varepsilon_i = f(N)$. Из рисунка видно, что процесс накопления усталости можно разделить на две стадии: стадию N_1 (до момента раскрытия и распространения усталостной трещины), которой соответствует пологий участок кривой $\varepsilon_i = f(N)$, и стадию N_2 распространения усталостной трещины (с момента раскрытия трещины до полного ее распространения по сечению образца), которой соответствует крутой участок кривой $\varepsilon_i = f(N)$. Долговечность N до разрушения, как правило, определяется показателем C, характеризующим скорость накопления циклических повреждений в первый период усталостного разрушения, величину которого можно определить из уравнения $\lg\varepsilon_i = \lg\varepsilon_0 - C\lg N_1$ [8]. Параметры этого уравнения в зависимости от величины $\varepsilon_{п.д}$ даны в табл. 3.

Из анализа рис. 4 и табл. 3 следует, что на стадии N_1 циклического деформирования превалирующим при всех степенях предварительной деформации является циклическое упрочнение ($\varepsilon_i < 1$), показатель C = 0,064 при $\varepsilon_{п.д}$ = 2,5 % на 20 % выше, чем у недеформированных образцов. Соответственно, долговечность образцов при $\varepsilon_{п.д}$ = 2,5 % ($N = 3{,}3 \cdot 10^5$ циклов) ниже, чем у недеформированных ($N = 7{,}5 \cdot 10^5$ циклов). Дальнейшее увеличение $\varepsilon_{п.д}$ уменьшает показатель C, что в целом соответствует увеличению долговечности. Так, при $\varepsilon_{п.д}$ = 5 % (C = 0,059) $N = 4{,}95 \cdot 10^5$ циклов, а при $\varepsilon_{п.д}$ = 20 % (C = 0,025) $N = 7{,}35 \cdot 10^5$ циклов.

Из рис. 4 также следует, что продолжительность первой стадии процесса накопления усталости для недеформированных образцов $N_1 = 4{,}8 \cdot 10^5$ циклов, что по отношению к общему числу N циклов до разрушения соответствует N_1/N = 0,69; при $\varepsilon_{п.д}$ = 2,5 % отношение N_1/N = 0,5; при $\varepsilon_{п.д} = 5 \div 20$ % отношение N_1/N находится в пределах $0{,}4 \div 0{,}3$, т. е. предварительная деформа-

ция растяжением приводит к монотонному снижению продолжительности первой стадии процесса накопления усталости и при $\varepsilon_{п.д} > 5$ % долговечность образцов в большей степени определяется продолжительностью стадии распространения усталостной трещины с момента ее раскрытия.

Выводы

1. Предварительная пластическая деформация металлических материалов, как правило, повышает их прочностные параметры и снижает показатели пластичности.

2. Предел усталости σ_{-1} на базе испытаний $N = 10^7$ циклов изменяется неоднозначно. Однако наблюдается удовлетворительное соответствие увеличения тангенса угла наклона кривой усталости (показателя β) и уменьшения удельной работы предельной деформации, а также снижения показателя деформационного упрочнения повышения степени предварительной деформации.

3. Наличие коррозионной среды обычно значительно снижает сопротивление усталости конструкционных материалов, причем это снижение усиливается с увеличением продолжительности испытания. Предварительная пластическая деформация меньше 12 % снижает циклическую долговечность холоднокатаной стали 08Ю при низких уровнях приложенного напряжения (например, при $\sigma_a = 150$ МПа) на воздухе в 1,42 раза больше, чем в 3 %-м водном растворе морской соли.

4. По кинетическим диаграммам усталостного разрушения дана оценка изменения долговечности стали от скорости циклического упрочнения. Установлено соотношение продолжительности стадий усталостного разрушения в зависимости от степени предварительной деформации растяжением при заданной амплитуде напряжений цикла.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гуслякова Г. П**. Пластическая обработка металлов и сварных соединений с целью повышения долговечности изделий. Горький: НТОМ, 1987. 50 с.

2. **Пачурин Г. В., Гущин А. Н., Пачурин К. Г**. Теоретические основы повышения эксплуатационной долговечности штампованных металлоизделий. Н. Новгород: НГТУ, 2006. 173 с.

3. **Пачурин Г. В., Гущин А. Н., Пачурин К. Г**. Технология комплексного исследования разрушения деформированных металлов и сплавов в разных условиях нагружения. Н. Новгород: НГТУ, 2005. 138 с.

4. **Школьник Л. М**. Методика усталостных испытаний: Справочник. М.: Металлургия, 1978. 302 с.

5. **Пачурин Г. В., Гуслякова Г. П.** Двухпозиционная установка для усталостных испытаний тонколистовых сварных образцов // Заводская лаборатория. 1980. № 10. С. 969.

6. **Пачурин Г. В., Молчанов Е. Ю., Матвеичев В. К.** Установка для испытания плоских образцов на коррозионно-усталостное разрушение // Заводская лаборатория. 1990. Т. 56. № 5. С. 72—74.

7. **Скуднов В. А.** Новые комплексы разрушения синергетики для оценки состояния сталей // Материаловедение и металлургия. Тр. НГТУ / Н. Новгород: МГТУ, 2003. Т. 38. С. 155—159.

8. **Гущин А. Н., Пачурин Г. В.** Анализ закономерностей усталостного разрушения сварных соединений из титана по изменению относительной стрелы прогиба образца // Упрочняющие технологии и покрытия. 2006. № 5. С. 39—42.

УДК 621.791.01: 536.2

А. А. ОСТСЕМИН, д-р техн. наук (Южно-Уральский НИЦ, г. Челябинск)

Методика расчетной оценки температуры капель электродного металла при сварке в углекислом газе

Предложена методика определения температуры капель электродного металла при сварке в среде углекислого газа. Погрешность теоретических формул и экспериментальных исследований составила 5,8 %.

Ключевые слова: дуговая сварка в углекислом газе, скорость плавления электродной проволоки, температуры подогрева, кипения и плавления металла электродной проволоки, плотность сварочного тока.

A determination technique of the electrode metal drops temperature at welding in the carbon dioxide medium has been proposed. It has been stated that inaccuracy of theoretical formulae and results of experimental study amounts no more than 5.8 %

Keywords: Arc welding in the carbon dioxide medium, melting rate of electrode wire, temperatures of heating, boiling and melting of the electrode wire metal, welding current density.

Введение. Развитие отраслей машиностроительного комплекса привело к появлению конструкций ответственного назначения, в которых предъявляются повышенные требования к сварным соединениям и сварочным процессам. Температура капель при дуговой сварке плавлением в углекислом газе в значительной мере определяет ход окислительных процессов на стадии капли [1], поглощение газов каплями [2], скорость охлаждения сварного шва [3] и др. Однако существующие методы расчета температуры капли не имеют удовлетворительной сходимости с экспериментальными данными [3], требуют определения характеристик капельного переноса [1]. Экспериментальное определение теплосодержания металла электродных капель является трудоемкой операцией [1, 4—6].

Температуру капель определяют калориметрированием. Анализ показал, что при измерении температуры капель возможна ошибка, равная ± 150 °С [4].

Скорость и направление химических реакций, протекающих в жидком металле электродных капель, зависят от температуры металла. Для расчета температуры $T_к$ капли электродного металла в работе [3] предложено уравнение, содержащее коэффициент теплопередачи, для определения которого применяют сложное выражение. Проверка показала, что это уравнение дает удовлетворительный результат определения $T_к$ только для ручной дуговой сварки, при которой скорость плавления электрода мала. При сварке в углекислом газе из-за большой плотности тока ($j > 80$ А/мм^2) скорость плавления электродной проволоки больше, и поэтому расчетное значение $T_к$, определенное по уравнению работы [3], существенно выше ее экспериментального значения.

Целью статьи является расчетное определение температуры нагрева металла в вылете электродной проволоки теплотой дуги при сварке в углекислом газе.

Методика решения и основные результаты. Вычислим соотношение скорости плавления электродной проволоки диаметром $d_э$ от длины вылета l при токе I и напряжении U дуги. Примем, что теплосодержание $S_к$ отрывающихся от электрода капель остается практически постоянным при изменении длины вылета.

Решая дифференциальное уравнение теплового баланса электрода [7] с постоянными коэффициентами и раскладывая экспоненту в ряд, получаем приближенное выражение скорости плавления электродной проволоки, которую можно применять для инженерных расчетов с максимальной погрешностью в 4,6 %:

$$V_э = \frac{j}{C_к \gamma_т T_к}(U_э + \rho_т l j), \qquad (1)$$

где $\rho_т = 95 \cdot 10^{-6}$ Ом · мм — удельное сопротивление электродного металла при температуре нагрева $T_т$; $C_к$ — удельная теплоемкость жидкого металла капли; $\gamma_т$ — плотность твердого металла электрода при температуре $T_т$; $U_э = 5{,}82$ В — эффективное падение напряжения в приэлектродной области; j — плотность тока в электродной проволоке; вылет $l = 10d_э$ электродной проволоки из токоподводящего мундштука.

Температуру $T_т$, соответствующую заданной скорости плавления $V_э$, определим на основе решения задачи температуры нагрева металла на вылете электродной проволоки [7]:

$$T_т = \rho_т l j^2/(C_т \gamma_т V_э), \qquad (2)$$

где $C_т$ — удельная теплоемкость твердого металла электрода при температуре $T_т$. Средняя температура $T_к$ металла электродной капли меньше температуры кипения $T_{кп}$ на величину $\Delta T_к$, которая зависит от температуры $T_т$:

$$T_к = T_{кп} - \Delta T_к. \qquad (3)$$

По аналогии с решением, приведенным в работе [8] для металла сварочной ванны,

$$\Delta T_к = T_т(1 - \theta)^2/(1 - \alpha\theta), \qquad (4)$$

коэффициент $\theta = T_{пл}/T_{кп}$ ($T_{кп} = 2870$ °С); $\alpha = T_т/T_{пл}$ — относительный параметр подогрева ($T_{пл} = 1538$ °С — температура плавления металла электродной проволоки).

Подставляя в уравнение (3) выражение (4) с учетом соотношений (1) и (2), после преобразований получаем квадратное уравнение относительно $T_к$:

$$\frac{M}{T_{кп}} T_к^2 - [M(1 + D) + 1]T_к + T_{кп} = 0, \qquad (5)$$

где $M = \dfrac{C_к j l \rho_т}{C_т(U_э + \rho j l)}$; $D = \dfrac{(1-\theta)^2}{1-\alpha\theta}$.

Значения средней удельной теплоемкости $C_ж$ жидкого металла капли были определены по известным полярным теплоемкостям различных модификаций железа с учетом теплоемкости $C_к$, а для твердого металла капли теплоемкость $C_ж$ принимали по справочным данным. Величины $C_к$ и $C_ж$ приведены в табл. 1 работы [4].

Если принять приближенное условие $C_к T_к \approx \approx C_п T_{кп}$ и подставить его в квадратное уравнение (5), то получим:

$$T_к = T_{кп}\left[1 - \frac{\rho_т l j}{U_э}\left(1 - \frac{T_{пл}}{T_{кп}}\right)^2\right]. \qquad (6)$$

В таблице приведены расчетные значения температуры капель электродного металла по квадратному уравнению (5) — $T_к^{рас1}$, приближенной формуле (6) — $T_к^{рас2}$ и экспериментальные значения: $T_к^{эксп1}$ [5], $T_к^{эксп2}$ [1], $T_к^{эксп3}$ [6].

Сварку в углекислом газе проводили проволокой Св-08Г2С диаметром $d_э = 1{,}2$; 1,6 и 2 мм при изменении сварочного тока в диапазоне 200 ÷ 400 А на прямой и обратной полярностях, температура плавления $T_{пл} = 1530$ °С. Максимальная температура капель при сварке на токе обратной полярно-

Параметр		$T_к^{рас1}$ по формуле (5)	Погрешность	$T_к^{рас2}$ по формуле (6)	Погрешность	$T_к^{эксп1}$ [5]	$T_к^{эксп2}$ [1]	$T_к^{эксп}$ [6]
I, А	$d_э$, мм							
200	1,2	2367	6,4	2656	4,9	2530	—	2656
200	1,6	2710	7,1	2710	7,1	2530	2440	2710
300		2624	3,9	2630	3,7	2730	2410	2630
400		2672	4,7	2550	0	2550	2390	2550
200	2,0	2536	15	2740	9,6	2500	—	2740
300		2412	4,7	2680	5,4	2530	—	2680
400		2281	13	2610	0,8	2630	—	2610
500		2150	—	2540		—	—	2540

сти составляла 2670 ÷ 2760 °С [8]. При дальнейшем увеличении тока температура капель снижается из-за нагрева проволоки на вылете. При сварке на токе обратной полярности температура $T_к$ выше на 100 °С при $d_э$ = 2 мм и на 300 °С при $d_э$ = 1,6 мм по сравнению со сваркой на токе прямой полярности [5]. При сварке в среде CO_2 проволоками малого диаметра (1,2 и 1,6 мм) на токе обратной полярности температура $T_к$ = 2730 °С максимальна в определенном диапазоне токов (I = 200 А, $d_э$ = 1,2; I = 300 А, $d_э$ = 1,6 мм), а при дальнейшем увеличении тока снижается.

Сравнение расчетных значений $T_к^{рас}$ и экспериментальных $T_к^{эксп}$ (см. таблицу) показало, что уравнения (5) и (6) хорошо описывают определение температуры капель электродного металла при сварке в углекислом газе. Средняя погрешность составила 5,4 ÷ 6,4 %, что соответствует экспериментальным ошибкам.

Анализ уравнения (6) показывает, что температура $T_к$ зависит от физических свойств металла электродных капель, вылета электродной проволоки из токоподводящего мундштука и плотности тока, а также от эффективного падения напряжения в приэлектродной области, полярности электрода. Полярность электрода влияет на характер теплообмена между дугой, каплей на торце и самим электродом. Чем больше величина $\rho_т jl/U_э$ и меньше отношение $T_{пл}/T_{кип}$ температур плавления и кипения, тем меньше температура $T_к$ капли. При сварке на обратной и прямой полярности $T_к$ увеличивается при повышении силы тока [4]. Эксперименты [5, 6] подтвердили теоретические значения расчетной оценки температуры $T_к$ капель электродного металла при сварке в углекислом газе. Сравнение теоретических и экспериментальных значений температуры $T_к$ капли показывает, что предлагаемая методика приближенного расчета дает значения, наиболее близкие к экспериментальным данным.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ерохин А. А.** Основы сварки плавление. М.: Машиностроение, 1975. 448 с.

2. **Походня И. К.** Газы в сварных швах. М.: Машиностроение, 1972. 256 с.

3. **Мазель А. Г.** Технологические свойства электросварочной дуги. М.: Машиностроение, 1969. 178 с.

4. **Походня И. К., Суптель А. М.** Теплосодержание капель электродного металла при дуговой сварке в защитных газах // Автоматическая сварка. 1967. № 2. С. 13—18.

5. **Походня И. К., Суптель А. М.** Теплосодержание капель электродного металла при сварке в углекислом газе // Автоматическая сварка. 1970. № 10. С. 6—8.

6. **Кирьянов А. А., Норин П. А.** Теплосодержание и температура капель электродного металла при сварке независимой дугой // Вопросы сварочного производства. Челябинск: ЧПИ, 1978. Вып. 203. С. 165—169.

7. **Рыкалин Н. Н.** Расчет тепловых процессов при сварке. М.: Машгиз, 1951. 296 с.

8. **Влияние** предварительного подогрева металла на температуру сварочной ванны / Н. И. Коперсак, А. М. Сливинский, В. М. Духно и др. // Автоматическая сварка. 1974. № 11. С. 9—11.

УДК 537.311.4

А. С. ИВАНОВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
В. В. ИЗМАЙЛОВ (Тверской ГТУ), доктора технических наук

Термическая проводимость плоского стыка

В результате теоретического и экспериментального исследований получена формула для оценки коэффициента термической проводимости контакта сухого стыка проектируемой машины.

Ключевые слова: термическая проводимость контакта, контактный теплообмен, сближение в контакте, тепловой поток, коэффициент термической проводимости стыка.

A formula for estimation of the thermal conductance factor of dry joint contact of a machine being designed, based on the results theoretical and experimental investigation, has been obtained.

Keywords: Contact thermal conductivity, contact heat changing, closing in a contact, heat flow, joint's thermal conductance factor.

Тепловой поток, проходящий через контактирующие поверхности, резко отличается от теплового потока, проходящего через равновеликую площадь сплошного образца. Это объясняется тем, что в стыках никогда не осуществляется металлический контакт по всей поверхности. Любая реальная поверхность представляет собой комбинацию выступов и впадин, величина и форма которых зависят от способа обработки. При соприкосновении двух таких поверхностей между ними образуется некоторое количество маленьких площадок действительного металлического контакта. На остальной (большей) части номинальной площади контакта контактирующие поверхности разделены слоем воздуха, масла или иной межконтактной среды. В этом случае тепловой поток, проходящий через эти поверхности, может быть разбит на две части: тепловой поток, проходящий через площадь непосредственного контакта, и тепловой поток, проходящий через тонкий слой межконтактной среды.

На основе теории контактного теплообмена коэффициент $\alpha_т$, Вт/(м^2 · К), термической проводимости контакта можно представить [1, 2] в виде

$$\alpha_т = 2\lambda A_r/(\pi\rho\varphi_c A_c) + \lambda_c/h_э, \qquad (1)$$

где $\lambda = 2\lambda_1\lambda_2(\lambda_1 + \lambda_2)$ — приведенный коэффициент теплопроводности материалов контактирующей пары, Вт/(м · К); λ_c — коэффициент теплопроводности межконтактной среды (воздуха, масла и т. д.), Вт/(м · К); A_r и A_c — фактическая и контурная площади контакта; ρ — средний радиус пятна контакта; $\varphi_c \approx 1$ — коэффициент сужения теплового потока у контактной поверхности; $h_э$ — эквивалентная толщина межконтактного зазора.

Для сухих контактирующих поверхностей (межконтактная среда — воздух) величина $\alpha_т$ определяется преимущественно первым слагаемым.

В формуле (1) согласно работе [2] отношение площадей

$$A_r/A_c = k_y t_m(\delta/Rp)^\nu, \qquad (2)$$

где δ — сближение в контакте; Rp — максимальная высота выступов над уровнем средней линии; ν — константа; t_m — относительная опорная длина профиля на уровне средней линии; k_y — коэффициент [2] упругой осадки выступов (для упругого контакта $k_y = 0{,}5$).

Подставим в формуле (2) зависимость [3] сближения в контакте при его повторных нагружениях от конструктивных параметров стыка:

$$\delta/Ra = c_0\varepsilon(p_n/E)^{0,5}, \qquad (3)$$

где $Ra = (Ra_1 + Ra_2)/2$ — средняя арифметическая высота микронеровностей контактирующих поверхностей; c_0 — безразмерный параметр [3], зависящий от вида обработки поверхностей и направления следов обработки; $\varepsilon = f(\Delta - W_{max})$ — коэффициент влияния масштаба [3], зависящий от допуска Δ плоскостности, определяемого степенью точности по ГОСТ 24643—81 и наибольшим размером l контактной поверхности, а также от максимальной высоты W_{max} волны; p_n — номинальное давление в стыке; E — приведенный модуль упругости контактирующих материалов.

В результате подстановки получаем:

$$A_r/A_c \approx 0{,}5t_m(\delta/Rp)^\nu = 0{,}5t_m\left(\frac{Rac_0\varepsilon(p_n/E)^{0,5}}{Rp}\right)^\nu. \qquad (4)$$

Учитывая, что для типичных шероховатых поверхностей $Rp \approx 2{,}5Ra$, подставляя в формулу (1) выражения (4) и полагая $\nu = 2$, получаем для контакта сухих поверхностей:

$$\alpha_т \approx \frac{0{,}025t_m\lambda}{\rho}(c_0\varepsilon)^2\frac{p_n}{E}. \qquad (5)$$

Средний радиус единичного пятна контакта можно выразить через параметры шероховатости контактирующих поверхностей и контактное давление:

$$\rho \approx \frac{1}{3} Ra(s_m/Ra)^{1+1/(2\nu)}(p_n/E)^{1/(2\nu)}. \qquad (6)$$

Отношение s_m/Ra характеризует средний наклон микронеровностей шероховатых поверхностей и зависит от вида обработки поверхности. Подставляя величину ρ из формулы (6) в формулу (5), получаем для удельной термической проводимости:

$$\alpha_т = c_ш \frac{\lambda\varepsilon^2}{Ra}(p_n/E)^m, \qquad (7)$$

где $c_ш$ — коэффициент пропорциональности, зависящий только от вида обработки поверхностей: $m = 1 - 1/(2\nu) \approx 0{,}75 \div 0{,}9$.

Значение коэффициента $c_ш$ пропорциональности можно получить по результатам экспериментов, например, по методике Ю. Н. Соколова [4].

Эксперимент Ю. Н. Соколова заключался в сравнении тепловых потоков, проходящих через равновеликие цилиндры диаметром 120 мм, изготовленные из чугуна и отличавшиеся тем, что один образец был выполнен цельным, а второй — составным. Контактирующие поверхности были получены шлифованием ($Ra = 1{,}25$ мкм). Для проведения экспериментов из одной заготовки были выточены образцы: один высотой $H_ц = 120$ мм и четыре высотой $H = 30$ мм. Боковые поверхности цилиндров во избежание теплоотдачи покрывали асбестовой изоляцией толщиной $8 \div 10$ мм. Верхний торец в обоих случаях оставался открытым. Температура $t_{окр}$ окружающей среды составляла 22 °С. Цельный образец и пакет из четырех образцов, образующих цилиндр той же высоты, но с тремя стыками ($z = 3$), прогревали со стороны нижнего торца паром температурой $t = 100$ °С. При проведении опытов замеряли температуру подогреваемого и холодного торцов. Нагрев продолжали до тех пор, пока температуры торцов не стабилизировались.

Зная температуры горячего $t = 100$ °С и холодного $t_ц = 93{,}96$ °С торцов цельного цилиндра, а также коэффициент теплопроводности чугуна $\lambda = 68{,}2$ Вт/(м^2 · К), рассчитывали плотность $q_ц$, Дж/м^2, теплового потока, проходящего через цельный образец:

$$q_ц = \frac{\lambda}{H_ц}(t - t_ц) = \frac{68{,}2}{0{,}12}(100 - 93{,}96) = 3432 \text{ Дж/м}^2.$$

Теплопередача от поверхности в окружающую среду пропорциональна разности температур этой поверхности и окружающей среды. У пакета образцов температура наружного торца была ниже, чем у цельного образца, и составляла $t_п = 90{,}5$ °С. Следовательно, плотность $q_п$ теплового потока в пакете меньше, чем в цельном образце:

$$q_п = q_ц \frac{(t_п - t_{окр})}{(t_ц - t_{окр})} = 3432 \frac{(90{,}5 - 22)}{(93{,}96 - 22)} = 3267 \text{ Дж/м}^2.$$

Коэффициент термической проводимости в данном случае будет:

$$\alpha_т = \frac{q_п z}{t - t_п - (4H/\lambda)q_п} =$$

$$= \frac{3267 \cdot 3}{100 - 90{,}5 - (4 \cdot 0{,}03/68{,}2)3267} = 2612 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Зная $\alpha_т$ и параметры, характеризующие контактирующие поверхности (модуль упругости чугуна $E = 113$ ГПа, коэффициент влияния масштаба $\varepsilon = 1$, среднее давление в контакте под действием собственного веса цилиндров $p_n = 3 \cdot 10^4$ Па), по формуле (7) определяем коэффициент пропорциональности:

$$c_ш = \frac{\alpha_т Ra}{\lambda\varepsilon^2}\left(\frac{E}{p_n}\right)^{0{,}75} =$$

$$= \frac{2612 \cdot 1{,}25 \cdot 10^{-6}}{68{,}2 \cdot 1}\left[\frac{1{,}13 \cdot 10^{11}}{3 \cdot 10^4}\right]^{0{,}75} \approx 4.$$

Таким образом, коэффициент термической проводимости сухого стыка можно выразить так:

$$\alpha_т \approx 4\frac{\lambda\varepsilon^2}{Ra}\left(\frac{p_n}{E}\right)^{0{,}75}. \qquad (8)$$

Из анализа выражения (8) следует, что коэффициент термической проводимости сухого стыка возрастает с повышением чистоты обработки контактирующей поверхности, с увеличением давления, коэффициента теплопроводности и номинального размера контактной поверхности, а также с уменьшением модуля упругости контактирующих материалов.

Необходимо отметить, что значение коэффициента $c_ш$ является приближенным, так как для более точного его определения испытания следовало бы проводить в вакууме.

Для экспериментальной проверки формулы (8) воспользуемся результатами работы [5], в которой содержатся исчерпывающие данные о микрогеометрии и механических свойствах контактирующих поверхностей. В работе исследована теплопроводность стыков большого числа образцов из коррозионно-стойких сталей и алюминиевых сплавов различных марок. Диапазон шероховатости исследованных образцов $Ra \approx 0{,}8 \div 8$ мкм, диапазон номинальных контактных давлений $p_n \approx 0{,}14 \div 7$ МПа. На рис. 1 представлено в безразмерном виде сравнение расчетов по формуле (8) с экспериментальными результатами, полученными обработкой данных из работы [5]. Штриховые линии ограничивают

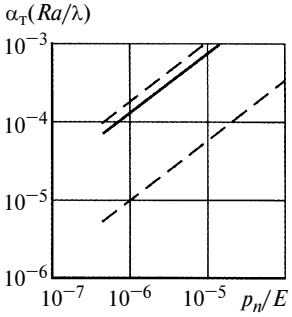


Рис. 1. Сравнение расчетных значений коэффициента термической проводимости контакта по формуле (8) с экспериментальными результатами [5]

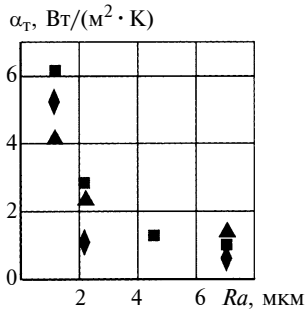


Рис. 2. Зависимость коэффициента $\alpha_т$ термической проводимости контакта от параметра шероховатости *Ra* при среднем давлении в контакте p_n = 2 (◆), 4,75 (■), 6,1 МПа (▲) [5]

диапазон экспериментальных значений коэффициента термической проводимости контакта образцов из коррозионно-стойких сталей различных марок и с различной шероховатостью, сплошная линия — расчет по формуле (8). Расчетные значения коэффициента термической проводимости контакта находятся в диапазоне экспериментальных значений, ближе к верхней границе последних. Лучшее совпадение теоретических значений с экспериментальными в данном случае будет при значении коэффициента $c_ш \approx 1{,}5$.

Согласно формуле (8) коэффициент теплопроводности уменьшается обратно пропорционально среднему арифметическому отклонению *Ra*. Этот факт подтверждает рис. 2, на котором приведены экспериментальные результаты из той же работы [5]. Согласно экспериментам, коэффициент $\alpha_т$ приблизительно пропорционален $Ra^{-0,9}$ с коэффициентом корреляции 0,93, что хорошо согласуется с формулой (8).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Шлыков Ю. П., Ганин Г. А., Царевский С. Н.** Контактное термическое сопротивление. М.: Энергия, 1977. 327 с.
2. **Демкин Н. Б., Рыжов Э. В.** Качество поверхности и контакт деталей машин. М.: Машиностроение, 1981. 224 с.
3. **Иванов А. С., Измайлов В. В.** Расчет контактной деформации при конструировании машин // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2006. № 8. С. 3—10.
4. **Соколов Ю. Н.** Экспериментальное исследование теплопроводности стыков // Машиноведение и детали машин. Тр. всероссийской науч.-техн. конф. (10—12 октября 2008 г. Москва). М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. 272 с.
5. **Thomas T. R., Probert S. D.** Correlations for thermal contact conductance in vacuo/Atomic energy authority, Reactor Group, Risley / U. K. (TRG Report 2111 (R/X)). Warrington, Lancashire. 1971. 33 pp.

Цикл статей "Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

(под общей редакцией академика Российской академии космонавтики и Российской инженерной академии, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 621.892

Ю. П. КОЗЫРЕВ, Е. Б. СЕДАКОВА, кандидаты технических наук
(Институт проблем машиноведения РАН, г. Санкт-Петербург)

Многофакторный анализ механизмов износа политетрафторэтилена и его композита с использованием эмпирического закона

Аналитическим путем показано, что эмпирический закон изнашивания учитывает одновременно два принципиально различных механизма износа материалов, причем преобладание адгезионного или усталостного механизма износа зависит от выбора величины мощности трения. На основании сравнения величин коэффициентов эмпирического закона показана роль наполнителя в снижении интенсивности изнашивания композиционных материалов.

Ключевые слова: износостойкость, адгезионный износ, усталостный износ, мощность трения, вероятность, композиционный материал, триботехнические испытания.

It was shown analytically that empirical wear law takes into account simultaneously two principally different wear mechanisms of materials, at that a prevalence of adhesion or fatigue wear mechanism depends upon a choice of a friction power value. On the basis of comparison of the empirical law coefficients the filler's role in wear rate decrease of composite materials has been shown.

Keywords: Wear resistant, adhesion wear, fatigue wear, friction power, probability, composite material, tribotechnical test.

При изучении трения и изнашивания полимерных материалов и композитов на их основе главное внимание уделяется адгезионному механизму износа [1, 2]. Именно под действием этого механизма на металлическом контртеле образуется пленка переноса полимерного материала [1], которая оказывает влияние на характеристики износостойкости. Установлено, что процессу переноса полимерного материала предшествуют разрывы адгезионных связей на площади фактического контакта, миграция микродефектов и образование дефектного поверхностного слоя [3]. Когда концентрация микродефектов в определенной области контакта достигает критической величины, происходит отделение полимерного материала от поверхности и перенос его на контртело. Таким образом, адгезионный износ полимеров определяется процессами, происходящими в тонком поверхностном слое на границе раздела полимер — металл. В наиболее простом виде этот механизм износа описывается линейным соотношением [4]

$$\frac{\Delta V}{L} = \frac{k}{HB} N, \qquad (1)$$

где ΔV — объемный износ; L — путь трения; N/L — скорость изнашивания; N — силовая нагрузка; HB — твердость более мягкого материала пары по Бринеллю; k — фактор износа.

Величину k обычно интерпретируют как вероятность образования частиц износа. Если допустить, что фактическая площадь контакта A_F пропорциональна N/HB, а параметр k не зависит от N, то тогда скорость изнашивания будет пропорциональна только A_F.

Основной недостаток формулы (1) заключается в том, что в ней не учитывается влияние температуры на скорость изнашивания. Поэтому оценить сравнительную износостойкость полимерных материалов по параметру k можно очень приближенно [5].

Исследованию усталостного износа при трении полимерных материалов и композитов в настоящее время уделяется недостаточное внимание. Так, в работе [6] допускается возможность усталостного износа при больших нагрузках. Если нагрузка ниже некоторого уровня, то усталостный износ будет отсутствовать. Это говорит о возможности создания узлов трения скольжения, работающих в диапазоне нагрузок ниже предела усталости полимерного материала. Однако авторами не найдено каких-либо литературных данных об экспериментальном определении диапазонов таких нагрузок.

В настоящей работе на примере политетрафторэтилена (ПТФЭ) и композита на его основе показана возможность анализа как усталостного, так и адгезионного механизмов износа с использованием эмпирического закона изнашивания [7]. При этом косвенно учитывается влияние контактной температуры и определяются граничные нагрузки действия усталостного механизма износа.

Эмпирический закон изнашивания определяет величину коэффициента износа $K = \Delta V/NL$ как функцию совместной нагрузки pv, где p — удельное давление, v — скорость скольжения. Величина pv нашла широкое применение при определении допустимых и предельных нагрузок на узел трения [8, 9].

Однако дальнейшие исследования показали, что более удобным аргументом для эмпирического закона является величина Nv, где N — силовая нагрузка, которая в отличие от p не зависит от номинальной площади контакта. В связи с этим появляется возможность использовать экспериментальные данные, полученные при малых нагрузках, когда довольно большую часть времени площадь контакта остается существенно меньше номинальной площади. Кроме того, тогда данные типовых экспериментов можно анализировать на основании эмпирического закона после соответствующего перестроения.

Величину Nv можно назвать условной мощностью трения, так как при постоянном коэффициенте трения f эта величина пропорциональна фактической мощности трения fNv. В свою очередь, величина Nv пропорциональна pv, и поэтому предлагаемая замена аргумента не приведет к изменению вида эмпирического закона изнашивания, который тогда можно записать следующим образом:

$$K = aNv\mathrm{e}^{-bNv} + c(\mathrm{e}^{dNv} - 1), \qquad (2)$$

где a, b, c, d — размерные коэффициенты.

Графическим представлением первого слагаемого в формуле (2) является кривая с выраженным максимумом. Второе слагаемое при достаточно малом показателе степени дает монотонно возрастающую функцию от Nv. Таким образом, каждое слагаемое описывает принципиально различные механизмы износа. Обратим внимание на коэффициенты в формуле (2), которые здесь являются размерными. Однако если коэффициенты b и d в принципе являются размерными, то коэффициенты a и c необходимо преобразовать в безразмерные с помощью некоторых физических характеристик, чтобы придать им вероятностный характер и тем самым подчеркнуть их особый физический смысл. Тогда по аналогии с соотношением (1) можно записать $c = c_1/HB$. Нормирование коэффициента a предлагается проводить по соотношению $a = a_1/(HB \cdot W)$, где W — условная мощность трения, при которой не происходит значимых изменений поверхностной температуры в течение эксперимента. Более подробно физическое обоснование величины W будет дано в следующей работе. С учетом сказанного соотношение (2) примет вид:

$$K = \frac{a_1}{HB \cdot W} Nv\mathrm{e}^{-bNv} + \frac{c_1}{HB}(\mathrm{e}^{dNv} - 1). \qquad (3)$$

В формуле (3) коэффициенты a_1 и c_1 интерпретируются как вероятность образования частиц износа в результате соответствующих механизмов.

Дальнейшая задача состоит в идентификации этих механизмов, для чего проанализируем зависимость скорости объемного износа V/L от условий трения. Раскрывая K, находим:

$$\frac{\Delta V}{L} = \frac{a_1}{HB \cdot W} N^2 v e^{-bNv} + \frac{c_1}{HB} N(e^{dNv} - 1). \quad (4)$$

Второе слагаемое в формуле (4) в целом аналогично выражению (1) с добавлением сомножителя $(e^{dNv} - 1)$. Поэтому можно сказать, что это слагаемое описывает адгезионный износ. Так как поверхностная температура является функцией величины Nv, то сомножитель $(e^{dNv} - 1)$ косвенно учитывает температурные условия в зоне трения. От температуры зависит как площадь фактического контакта, так и глубина миграции разрывов адгезионных связей. Поэтому коэффициент d в некоторой степени определяет размеры частиц адгезионного износа.

Для идентификации первого слагаемого в формуле (4) следует допустить, что в процессе трения наряду с разрывом адгезионных связей на поверхности контакта будут зарождаться усталостные трещины, которые в своем развитии могут выходить за пределы дефектного поверхностного слоя. Если трещину моделировать эллиптическим отверстием с большой осью $2R$, расположенной перпендикулярно растягивающей нагрузке, и радиусом r кривизны, то на расстоянии x от его вершины в упругой пластинке действует максимальное напряжение [10]

$$\sigma_c = \sigma(1 + 2\sqrt{R/(r+x)}), \quad (5)$$

где σ — напряжение, возникающее в объеме материала вследствие приложенной растягивающей нагрузки.

В формуле (5) пластичность материала можно качественно учесть изменением радиуса r. Чем выше пластичность, тем больше затуплена вершина трещины, и поэтому величина r больше, а σ_c меньше. Таким образом, чем выше пластичность, тем больше энергии необходимо подвести к трещине для создания условий ее распространения.

Температура стеклования аморфной части ПТФЭ $T \approx 150$ К [11], что намного ниже нормальной температуры. Поэтому при трении аморфная часть ПТФЭ находится фактически в пластическом состоянии. При повышении температуры степень пластичности будет увеличиваться, что приведет к возрастанию сопротивления распространению усталостных трещин. Поэтому интенсивность усталостного износа в определенной области нагрузок должна снижаться с ростом температуры. Именно такой процесс описывается первым слагаемым уравнения (4), так как оно содержит в качестве сомножителя экспоненту с отрицательной степенью Nv. Таким образом, можно сделать вывод, что первое слагаемое в формуле (5), вероятнее всего, описывает усталостный механизм износа. Так как рост температуры приводит к уменьшению длины усталостных трещин, то коэффициент b в формуле (4) в некоторой степени определяет размер частиц износа, отделяющихся по усталостному механизму.

Дальнейший анализ первого слагаемого показывает, что при малых величинах Nv и достаточно низких контактных температурах происходит начальный рост скорости усталостного износа, но затем все большую роль начинает играть рост контактной температуры и величина скорости изнашивания достигает максимума. По мере роста сопротивления распространению усталостных трещин в результате увеличения пластичности вклад усталостной составляющей постепенно снижается. При определенной величине Nv этот вклад становится незначительным по сравнению с адгезионным износом.

Таким образом, приведенный выше анализ показывает, что соотношение (4) описывает два различных механизма износа. Поэтому экспериментальные результаты необходимо анализировать, разделяя эти механизмы, что, в свою очередь, дает возможность более детально изучать процессы изнашивания.

Исследовали износ образцов из ПТФЭ марки Ф-4 и композиционного материала Ф4К15М5, содержащего 15 об. % мелкодисперсного литейного кокса марки КЛ-1 и 5 об. % дисульфида молибдена (MoS_2). Испытания материалов проводились по схеме кольцо — плоскость: образец из испытуемого материала контактировал своей плоской поверхностью с контртелом из стали 35ХМ (кольцо с наружным ∅ 6 мм, внутренним ∅ 5 мм и высотой 8 мм). После окончания эксперимента путем взвешивания определяли массовый износ образцов. Испытания проводили при различных значениях Nv, причем N и v изменяли в широких пределах от минимальных значений до предельно допустимых величин, характерных для исследуемых материалов. По результатам испытаний с учетом плотности исследуемых материалов определяли K.

На рис. 1 приведены экспериментальные результаты исследования износостойкости материалов ПТФЭ и Ф4К15М5. Там же построены кривые аппроксимации методом наименьших квадратов по выражению (2). Видно, что выбранная аппроксимация вполне удовлетворительно согласуется с экспериментальными результатами. Полученные при аппроксимации размерные коэффициенты a и c были преобразованы в соответствии с формулой (2) в безразмерные коэффициенты a_1 и c_1. При этом для ПТФЭ $HB = 0{,}4$ МПа; для Ф4К15М5 $HB = 0{,}6$ МПа [12]. Кроме того, принято, что $W = 1$ (Н · м)/с, так как измерения показали, что при этой условной мощности прирост поверхностной температуры по сравнению с нормальной за время эксперимента не превышает 0,5 °С. Результаты расчета коэффициентов в формуле (3) приведены в таблице.

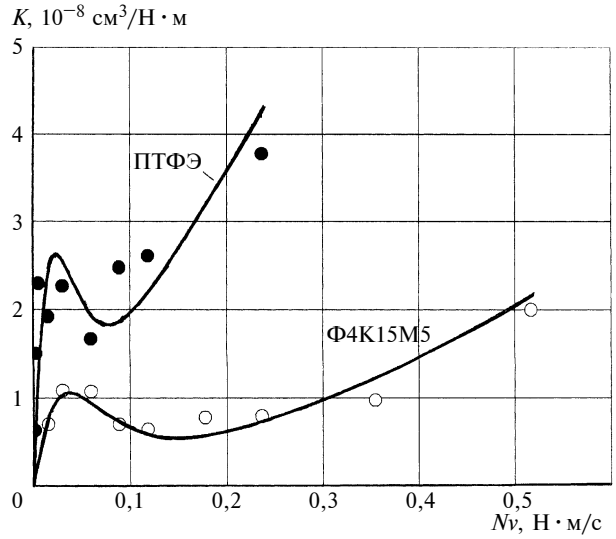


Рис. 1. Зависимости *K* от *Nv*:
экспериментальные значения *K* для материала Ф4К15М5 уменьшены в 25 раз

Материал	a_1	b, с/(Н · м)	c_1	d, с/(Н · м)
ПТФЭ	$3 \cdot 10^{-7}$	0,52	$4{,}8 \cdot 10^{-4}$	0,000035
Ф4К15М5	$4{,}9 \cdot 10^{-9}$	0,3	$7{,}2 \cdot 10^{-9}$	0,02

Данные таблицы позволяют проанализировать коэффициенты в формуле (3) для механизмов износа как в пределах одного материала, так и при сравнении наполненного и чистого ПТФЭ. Так, для ПТФЭ вероятность отделения фрагментов износа по адгезионному механизму очень велика. В то же время коэффициент d имеет сравнительно небольшое значение, что говорит о малом размере отделившихся фрагментов. Главной особенностью наполненного материала Ф4К15М5 является то, что для него вероятность отделения фрагментов по двум механизмам износа практически одинакова, но при этом коэффициенты a_1 и c_1 заметно меньше, чем для ПТФЭ. Вероятность c_1, по-видимому, падает вследствие того, что отделяемые фрагменты при адгезионном износе Ф4К15М5 имеют больший размер, так как показатель степени экспоненты во втором слагаемом существенно больше. Чтобы понять эти результаты, рассмотрим литературные данные. Известно [13], что толщина пленки переноса ПТФЭ меньше 0,1 мкм. В результате поверхность полимера подвергается воздействию микронеровностей контртела, что приводит к относительно большой интенсивности усталостного износа. При износе композита Ф4К15М5 фрагменты переноса имеют существенно больший размер вследствие содержания в них частиц наполнителя. В результате толщина пленки переноса становится больше высоты микронеровностей [14]. В этом случае усталостное изнашивание будет происходить только при разрыве сплошности пленки переноса и его интенсивность будет заметно падать. Существенное снижение коэффициентов a_1 и c_1 при наполнении происходит на фоне большего размера фрагментов износа. В то же время известно, что размер частиц износа ПТФЭ намного больше размера частиц износа наполненных композиций [15]. Поэтому следует сделать вывод, что при больших фрагментах первичного износа наполненного материала и малой вероятности их образования наиболее мелкая фракция может блокироваться между микронеровностями контртела, приводя в результате к образованию более толстой пленки наполненного материала на стальной поверхности. Для чистого ПТФЭ фрагменты первичного износа относительно малы, но вероятность их образования на много порядков выше, чем в случае наполненного полимера. Это приводит к формированию многослойных фрагментированных ленточных структур. Таким образом, роль наполнителя состоит как в подавлении межламеллярного сдвига в кристаллах ПТФЭ, так и в снижении интенсивности усталостного износа.

На рис. 2 приведены отдельно графики, соответствующие усталостному и адгезионному механизму износа, построенные по соотношению (2), с учетом определенных ранее коэффициентов a, b, c и d.

Из зависимостей видно, что доля усталостного износа снижается после прохождения максимума. При Nv, равных 1,25 и 2,0 Н · м/с соответственно для ПТФЭ и Ф4К15М5, эта доля становится незначительной. Следовательно, рабочий диапазон нагрузок можно выбирать так, чтобы действовал либо только адгезионный механизм износа, либо одновременно оба рассмотренных механизма износа. По-видимому, это может иметь существенное значение при выборе оптимальных пар трения. Кроме того, коэффициенты a_1, b, c_1 и d могут использо-

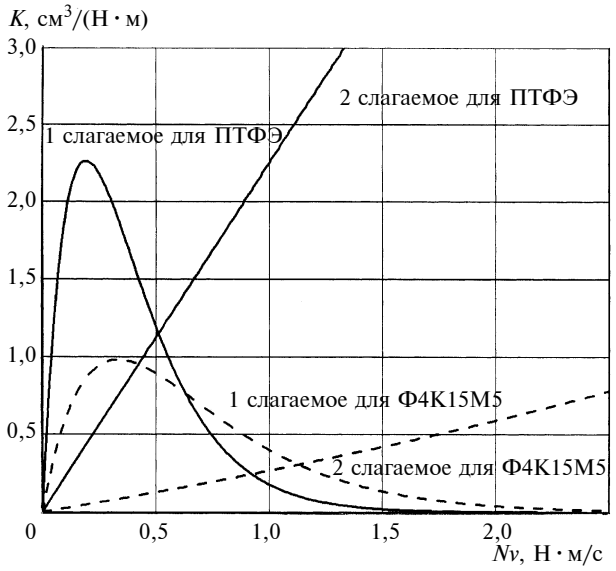


Рис. 2. Зависимости *K* от *Nv* для каждого слагаемого формулы (3):
ординаты графиков для ПТФЭ уменьшены в 25 раз

УДК 621.787

А. П. МИНАКОВ, д-р техн. наук., И. Д. КАМЧИЦКАЯ, канд. техн. наук, Д. Л. ЗАЙЦЕВ
(Белорусско-Российский университет),
А. В. ТЮКОВ (РУП завод "Могилевлифтмаш", г. Могилев, Беларусь)

Ресурсосберегающая технология упрочняющей пневмовибродинамической обработки плоских поверхностей для ремонтного и основного производств

Систематизирован опыт использования упрочняющей пневмовибродинамической обработки (ПВДО) плоских поверхностей, при которой в качестве среды под давлением использован сжатый воздух. Приведены данные исследований использования ПВДО в ремонтном производстве, представлены технико-экономические показатели. Данный способ рекомендован для пар трения, а также для изделий с жесткими требованиями по герметичности стыка и гидроплотности сопрягаемых поверхностей.

Ключевые слова: упрочняющая обработка, фрезерование, микротвердость, герметичность сопрягаемых поверхностей, нерегулярный макро- и микрорельеф.

Systematization of experience use of hardening pneumovibrodynamic machining (PVDM) of flat surfaces has been carried out for the case when the compressed air as a medium under pressure is used. Investigation data of the PVDM use in the repair production and technical-economic indices are presented. The PVDM method is recommended for the friction pairs and also for products with severe requirements regarding the joint's tightness and mated surfaces hydrocloseness.

Keywords: Hardening machining, milling, microhardness, hydrocloseness of mated surfaces, irregular macro- and micro-relief.

Сегодня остро стоят проблемы экономии энергоресурсов, снижения трудоемкости изготовления изделий, повышения надежности технологических машин. В значительной мере решить эти проблемы можно на базе новых технологий, позволяющих во многих случаях перейти от энергозатратных термических способов упрочнения рабочих поверхностей деталей машин к современной и более эффективной их обработке поверхностным пластическим деформированием — упрочнению [1]. В результате этого наряду с увеличением твердости материала и напряжения текучести возрастают эксплуатационные свойства, обусловленные нестандартными показателями качества поверхности [2], которые не в состоянии обеспечить термическая обработка.

В специализированном конструкторско-технологическом бюро (СКТБ) финишной пневмовибродинамической обработки (ПВДО) Белорусско-Российского университета разработаны новые высокоэффективные способы и инструменты для обработки плоских поверхностей [3].

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 43)

ваться для сравнительной оценки износостойкости материалов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Трение** и износ материалов на основе полимеров / В. А. Белый, А. И. Свириденок, М. И. Петроковец, В. Г. Савкин. Минск: Наука и техника. 1976. 340 с.
2. **Боуден Ф. П., Тейбор Д**. Трение и смазка твердых тел. М.: Машиностроение, 1968. Ч. II. 542 с.
3. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение. 1977. 526 с.
4. **Archard J. F.** Contact of rubbing surfaces // Brit. J. Appl. Phys. 1953. 24. 981.
5. **Ригни Д. А.** Некоторые замечания по вопросу изнашивания при скольжении. Трение и износ. 1992. Т. 13. № 1. С. 21—26.
6. **Tabor D.** The wear of non-metallic materials: a brief review. Issue of the 3-d tribology symposium. Lion-Leeds. September 1976. P. 3—10.
7. **Козырев Ю. П., Седакова Е. Б.** Метод определения допустимых нагрузок при трении с использованием эмпирического закона изнашивания // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 44—46.
8. **Кенько В. М.** К вопросу стандартизации методов фрикционных испытаний пластмасс // Весці АН БССР № 2. 1980. С. 52—57.
9. **Положительное** решение 2007108828 Рос. Федерации. Способ определения диапазона оптимальных рабочих нагрузок пар трения скольжения.
10. **Броек Д.** Основы механики разрушения. М.: Высшая школа. 1980. 386 с.
11. **Bersten V. A., Egorov V. M.** Differential Scanning Calorimetry of Polymers. NY: Ellis Horwood, 1994. 253 p.
12. **Справочник** по пластическим массам. Т. 1 / Под ред. В. М. Катаева, В. А. Попова, Б. И. Сажина. М.: Химия, 1975. 448 с.
13. **Bahadur S.** The development of transfer and their role in polymer tribology // Wear. 2000. V. 245. P. 92—99.
14. **Deli Gong.** Physical models of adhesive wear of polytetrafluoroethylene and its composites // Wear. 1997. V. 147. P. 9—24.
15. **Охлопкова А. А., Адрианова О. А., Попов С. Н.** Модификация полимеров ультрадисперсными соединениями. Якутск: Изд-во ЯФ СО РАН, 2003. 224 с.

Рассмотрим обработку плоских поверхностей для пар трения. Суть обработки по новой технологии состоит в том, что сначала осуществляют чистовую и тонкую лезвийную обработку фрезой, оснащенной эльборовым резцом, а затем упрочняющую ПВДО поверхности стальными шарами. В основе ПВДО плоской поверхности лежит импульсно-ударное воздействие деформирующих шаров (первый ряд), получающих ударные импульсы от приводящих шаров (второй ряд). И те и другие совершают вращательные движения по круговой траектории. Приводом для приводящих шаров, концентрично расположенных, является сжатый воздух, который направляется тангенциально расположенными по окружности соплами при его адиабатическом истечении. Деформирующие шары располагаются свободно (насыпью) в кольцевой камере корпуса инструмента. Приводящие шары имеют бóльшую массу по сравнению с деформирующими шарами. Благодаря турбулентному кольцевому потоку сжатого воздуха все шары интенсивно охлаждаются, что обусловливает их значительную стойкость, а следовательно, и стойкость инструмента.

Пневмонакатник (рис. 1) включает в себя корпус *1* с деформирующими *2* и приводящими *3* шарами. Внутренняя полость корпуса *1* и боковые поверхности диска *4* и стакана *5* образуют камеру расширения. Диск и стакан соединены с корпусом винтами *6*. Шары *2* расположены с возможностью выхода за нижний торец инструмента. Шары не фиксируются ни сепараторами, ни локальными гнездами, что обеспечивает их свободный контакт друг с другом. К нижнему торцу инструмента с помощью шайбы *8* и винта *9* прикреплен экран *7*,

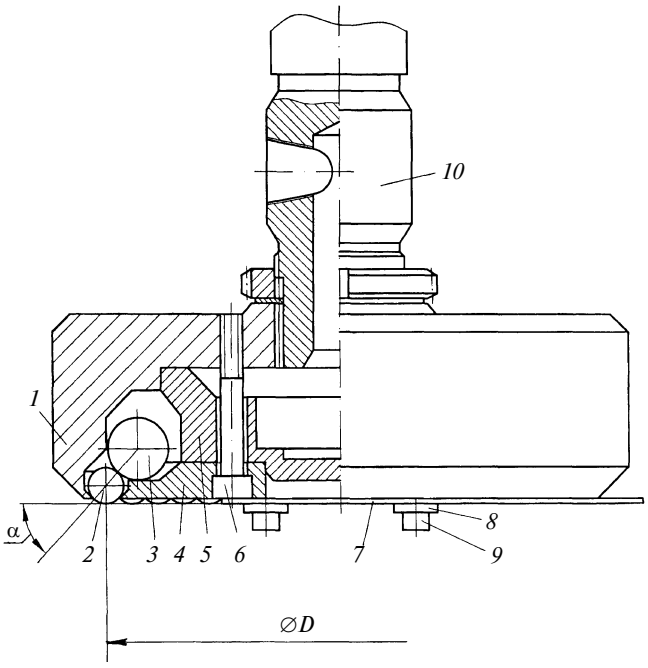


Рис. 1. Чертеж (упрощенный) пневмонакатника для обработки плоских поверхностей

предохраняющий шары *2* от ударов об обрабатываемую заготовку при обработке плоских поверхностей, ширина которых меньше диаметра *D* окружности расположения центров деформирующих шаров. В стакане *5* имеются каналы-сопла, которые соединяют осевой канал хвостовика *10* инструмента с внутренней полостью — камерой расширения, в которой расположены деформирующие *2* и приводящие *3* шары. По каналам-соплам струи сжатого воздуха направляются на шары, что обеспечивает их вращение относительно оси инструмента. В осевое отверстие хвостовика *10* сжатый воздух поступает от источника питания.

Принцип работы инструмента. Заготовку подводят к инструменту (или наоборот) до соприкосновения с деформирующими шарами. Создается небольшой вертикальный натяг *a* деформирующих шаров с обрабатываемой поверхностью, в результате чего образуется зацепление между деформирующими и приводящими шарами. Включают подачу сжатого воздуха к приводящим шарам *3* от источника питания через осевой канал инструмента и каналы-сопла. Приводящие шары *3*, взаимодействуя, приводят в движение деформирующие шары *2*, которые наносят удары по обрабатываемой поверхности заготовки, перемещающейся относительно неподвижного инструмента. Угловые скорости приводящих и деформирующих шаров — разные, но направлены в одну сторону.

Для снижения непроизводительных затрат энергии предусмотрена [4] траектория движения приводящих шаров *3*, исключающая их контакт с деформирующими шарами в нерабочей зоне.

Для повышения производительности обработки деформирующим шарам *2* сообщают ускорение путем непосредственного воздействия на них сжатого воздуха, направляемого соплами [5].

СКТБ ПВДО совместно с Институтом механики и надежности машин Национальной академии наук Беларуси (ИМИНМАШ НАНБ) и ремонтной службой завода "Могилевлифтмаш" провели исследования данного способа обработки. На заводе имел место быстрый выход из строя токарно-винторезных станков, причиной которого стала утрата упрочненного с нагревом ТВЧ слоя поверхности металла на направляющих станины. Была поставлена задача по снижению трудоемкости обработки направляющих станин и повышению их износостойкости новым способом обработки.

Традиционно применяемая технология восстановления направляющих станин состояла в их установке и выверке на столе продольно-строгального станка с последующим шлифованием. При этом трудоемкость обработки направляющих станины станка мод. 16К20 шлифованием на станке мод. 7Б216Г составляла: установка и выверка станины — 2,5 ч; наладка инструмента — 0,5 ч; шлифование без СОЖ устройством, размещенным на поперечной травер-

се станка, — 24 ч; шабрение (выборочное) направляющих с обеспечением плоскостности — 9 ч.

При этом стойкость направляющих станины составляла 2 года.

С целью определения влияния шлифования без СОЖ и ПВДО на физико-механические характеристики модельных образцов из серого чугуна СЧ20 (материал направляющих станины) в ИМИНМАШ НАНБ были проведены исследования на опытных образцах размерами 6 × 6 × 7 мм, изготовленных из следующих материалов:

а) чугун СЧ20 ГОСТ 1412—85 (отливка, полученная методом непрерывного литья под давлением по условиям изготовления на Гомельском заводе "Центролит") твердостью 170 ÷ 229 *HB*. Испытуемая поверхность подвергалась:

шлифованию по заводской технологии;

ПВДО со стопроцентным перекрытием лунками от шаров обрабатываемой поверхности, параметр шероховатости $Ra \leqslant 2{,}0$ мкм (исходная поверхность получена шлифованием по заводской технологии);

тонкому фрезерованию эльборовым резцом, $Ra \leqslant 0{,}8$ мкм;

ПВДО со стопроцентным перекрытием лунками от шаров обрабатываемой поверхности, $Ra \leqslant 1{,}25$ мкм (исходная поверхность получена тонким фрезерованием эльборовым резцом, $Ra \leqslant 0{,}8$ мкм);

шлифованием с СОЖ, $Ra \leqslant 1{,}25$ мкм;

ПВДО со стопроцентным перекрытием лунками от шаров обрабатываемой поверхности, $Ra \leqslant 1{,}25$ мкм (исходная поверхность получена шлифованием с СОЖ, $Ra \leqslant 1{,}25$ мкм);

б) чугун СЧ20 твердостью 45 ÷ 47 *HRC* после закалки с нагревом ТВЧ с испытуемой поверхностью, изготовленной шлифованием по заводской технологии.

Рентгеноструктурный анализ поверхностных слоев образцов выполнялся на дифрактометре ДРОН-2.0. Съемки профилей интенсивности рассеянного рентгеновского излучения проводили в монохроматизированном CoK_α-излучении при ускоряющем напряжении 30 кВ и анодном токе 10 мА. Рентгеновская съемка осуществлялась с фокусировкой по Бреггу—Брентано в режиме сканирования (по точкам) с шагом 0,10 и временем набора импульсов на точку 40 с. При определении физического уширения дифракционных линий матричной фазы β, связанной с плотностью дефектов кристаллической решетки в поверхностных слоях, использовался метод аппроксимации. В качестве аппроксимирующей функции была выбрана функция $1/(1 + \varepsilon x^2)^2$.

Результаты исследования фазового состава и дюрометрических характеристик поверхностных слоев образцов из чугуна СЧ20, обработанных различными способами, приведены в табл. 1.

В исходном состоянии серый чугун СЧ20 содержит α-Fe, цементит Fe_3C и графит. Твердость электрополированной поверхности образцов из чугуна СЧ20 составляет 160 ÷ 180 *HV* (см. табл. 1). Физическое уширение рентгеновских дифракционных линий α-Fe электрополированного образца из чугуна СЧ20 незначительно ($\beta_{(110)}$ и $\beta_{(220)}$ составляют соответственно $1{,}1 \cdot 10^{-3}$ и $2{,}7 \cdot 10^{-3}$ рад), что свидетельствует о низкой плотности дефектов кристаллической решетки (дислокации, дислокационные скопления, ячейки), содержащихся в чугуне в исходном состоянии (до механической обработки). Закалка с нагревом ТВЧ чугуна СЧ20 приводит к растворению в поверхностном слое цементита, уменьшению содержания графита, а также к сохранению в слое большого количества остаточного аустенита. Твердость закаленного слоя чугуна составляет 480 ÷ 500 *HV*. Физическое уширение дифракционных линий матричной α-фазы закаленного чугуна составляет $\beta_{(110)} = 17{,}1 \cdot 10^{-3}$ рад и $\beta_{(220)} = 54{,}0 \cdot 10^{-3}$ рад. Высокий уровень $\beta_{(110)}$ и $\beta_{(220)}$ связан с повышенным содержанием углерода в α-фазе чугуна.

Таблица 1

Микротвердость и физическое уширение β дифракционных линий матричной α-фазы (110) и (220) для поверхностных слоев образцов направляющих станин станков из чугуна марки СЧ20

Обработка	Микротвердость, *H*, МПа	$\beta_{(110)} \cdot 10^3$, рад	$\beta_{(220)} \cdot 10^3$, рад	$\beta_{(220)}/\beta_{(110)}$
Шлифование	6000	5,8	20,7	3,6
Шлифование с ПВДО	4500	6,2	18,6	3,0
Шлифование с СОЖ	3500	4,6	13,3	2,9
Шлифование с СОЖ + ПВДО	3800	5,2	15,5	2,9
Тонкое фрезерование	3800	4,6	12,0	2,6
Тонкое фрезерование с ПВДО	4000	5,8	16,5	2,8
Электролитическое полирование	160÷180*	1,1	2,7	2,5
Закалка с нагревом ТВЧ, шлифование	8000	19,0	52,2	2,7
Закалка с нагревом ТВЧ, электролитическое полирование	455÷470*	17,1	54,0	3,2

* Твердость в *HB*

Механическая обработка существенно изменяет структурное состояние и дюрометрические свойства поверхностных слоев материалов. Так, у образцов из чугуна СЧ20 в результате фрезерования и шлифования с использованием СОЖ микротвер-

дость поверхностного слоя возросла соответственно до 3800 МПа и 3500 МПа. Рентгеноструктурные исследования свидетельствуют о существенном увеличении уровня физического уширения дифракционных линий матричной α-фазы при механической обработке образцов (см. табл. 1), что связано с увеличением плотности дислокаций в поверхностных слоях. Отношение $\beta_{(220)}/\beta_{(110)}$ для шлифованного чугуна составляет 2,9, а для прошедшего фрезерование — 2,6.

Значения $\beta_{(220)}/(\beta_{(110)}$ для механически обработанных образцов из серого чугуна находятся примерно между отношением $\mathrm{tg}\theta_{(220)}/\mathrm{tg}\theta_{(110)} = 3{,}8$ и $\sec\theta_{(220)}/\sec\theta_{(110)} = 1{,}9$, что указывает как на увеличение плотности дислокаций и дислокационных субструктур в деформированных при механической обработке слоях, так и на образование в них субзерен.

Более низкое значение отношения $\beta_{(220)}/(\beta_{(110)}$ для чугуна, прошедшего фрезерование, свидетельствует о более сильном измельчении субструктуры при тонком фрезеровании. Понижение интенсивности дифракционных линий карбида Fe_3C и увеличение их ширины указывает на измельчение цементитных частиц в процессе интенсивного пластического течения поверхностных слоев при механической обработке образцов из чугуна СЧ20.

Шлифование чугуна приводит к резкому увеличению поверхностной твердости — до 6000 МПа. Поверхность шлифованного чугуна характеризуется повышенной шероховатостью, а отношение $\beta_{(220)}/(\beta_{(110)}$ составляет 3,6, т. е. пропорционально $\mathrm{tg}\theta$, что связано с высокой плотностью дислокаций в шлифованном без СОЖ чугуне СЧ20.

В поверхностном слое шлифованного чугуна регистрируется присутствие остаточного аустенита. Высокая твердость поверхностного слоя и наличие в нем остаточного аустенита указывают на перегрев и перезакалку тонких поверхностных слоев образцов из СЧ20 при шлифовании.

В закаленном чугуне при шлифовании уменьшается количество остаточного аустенита. Твердость поверхностных слоев достигает твердости закаленной стали, т. е. 8000 МПа.

ПВДО образцов из чугуна, обработанного фрезерованием, сопровождается увеличением плотности дефектов кристаллической решетки поверхностных слоев. Микротвердость поверхностных слоев при этом также заметно возрастает и достигает значения $3800 \div 4000$ МПа. ПВДО образца из чугуна, обработанного с использованием шлифования, напротив, сопровождается некоторым снижением микротвердости и уровня искаженности кристаллической решетки (см. табл. 1).

Установлено, что шлифование модельных образцов из серого чугуна по заводской технологии приводит к перезакалке тонких поверхностных слоев и образованию в них остаточного аустенита. Показано, что пневмовибродинамическая обработка образцов из серого чугуна приводит к увеличению их микротвердости до $3800 \div 4000$ МПа, сопровождается измельчением частиц цементита и графита, а также приводит к увеличению плотности дислокаций в поверхностных слоях.

Для подтверждения эффективности новой технологии ремонта с использованием ПВДО были проведены триботехнические испытания модельных образцов заготовок направляющих станин.

Сравнительные испытания антифрикционных свойств образцов проводились по схеме возвратно-поступательного движения контактирующих тел при средней скорости взаимного перемещения $\approx 0{,}1$ м/с на трибометре АТВП, оснащенном специально разработанным устройством для измерения коэффициента трения [6].

Перед испытаниями рабочие поверхности контактирующих тел обезжиривали спиртом и ацетоном и высушивали.

Износ призматических образцов измеряли по потере массы при испытаниях. С поверхности образцов перед взвешиванием тщательно удаляли продукты изнашивания, затем образцы промывали, протирали спиртом и просушивали в сушильном шкафу при температуре ≈ 100 °С. После высушивания образцы взвешивали на аналитических весах АДВ-200М. Каждый образец взвешивали не менее 2 раз. Погрешность измерения массы образца составляла 0,05 мг. Число испытаний составляло до $40\,000 \div 50\,000$ циклов с промежуточными взвешиваниями после каждых $10\,000 \div 20\,000$ циклов. Путь трения составил 3000 м.

Исследование триботехнических характеристик контактирующих поверхностей модельных образцов пар трения в режиме трения без смазочного материала

Испытания проводили с использованием контртела ($5 \times 40 \times 90$ мм), изготовленного из текстолита марки ПТ-5 (ГОСТ 5—78, сорт 1). В режиме трения без смазочного материала контактные давления составляли 5 МПа.

На рис. 2 приведены зависимости изменения износа модельных образцов, прошедших различные финишные обработки. Сопоставляя данные по накопленному износу (по массе) образцов, обработанных без ПВДО по различным режимам, можно отметить, что наименьший износ имел место при шлифовании образцов без СОЖ. В частности, средняя интенсивность изнашивания составила $I_q = 0{,}3$ мг/км (табл. 2). Шлифование с СОЖ обеспечивает $I_q = 0{,}32$ мг/км. При этом коэффициент трения трибосопряжений составляет $f = 0{,}65 \div 0{,}70$. После тонкого фрезерования интенсивность изнашивания I_q несколько возрастает и составляет $I_q = 0{,}35$ мг/км.

Закаленный с нагревом ТВЧ серый чугун в условиях адгезионного взаимодействия при трении

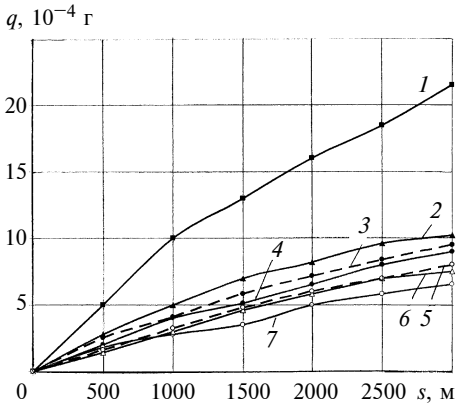


Рис. 2. Зависимости изменения износа *q* от пути *s* трения для заготовок, прошедших различные финишные обработки (режим — трение без смазочного материала):
1 — закалка с нагревом ТВЧ с последующим шлифованием без СОЖ; *2* — тонкое фрезерование; *3* — шлифование с СОЖ; *4* — шлифование без СОЖ; *5* — шлифование с СОЖ с последующим ПВДО; *6* — тонкое фрезерование с ПВДО; *7* — шлифование без СОЖ с ПВДО

Таблица 2

Триботехнические показатели модельных образцов из чугуна марки СЧ20 в режиме трения без смазочного материала при контактном давлении 5 МПа

Финишная обработка	Интенсивность изнашивания I_q, мг/км	Коэффициент трения f
Шлифование	0,30	0,65...0,75
Шлифование с ПВДО	0,24	0,68...0,70
Шлифование с СОЖ	0,32	0,67...0,72
Шлифование с СОЖ с ПВДО	0,27	0,65...0,72
Тонкое фрезерование	0,35	0,65...0,70
Тонкое фрезерование с ПВДО	0,25	0,60...0,70
Закалка с нагревом ТВЧ	0,73	0,50...0,80

без смазочного материала имеет пониженную износостойкость. Интенсивность изнашивания составляет $I_q = 0{,}73$ мг/км. Коэффициент трения в случае испытаний закаленного чугуна на начальных стадиях испытаний достигает $f = 0{,}75 \div 0{,}78$, а затем снижается до $f = 0{,}5$.

ПВДО образцов приводит к повышению износостойкости при испытаниях в условиях трения без смазочного материала (см. рис. 2, табл. 2). При этом наиболее существенное увеличение износостойкости обнаружено при ПВДО образца, подвергнутого предварительному тонкому фрезерованию. Износостойкость фрезерованного чугуна после ПВДО возрастает на 30 %.

Исследование триботехнических характеристик контактирующих поверхностей модельных образцов пар трения в режиме трения со смазочным материалом (И-20А)

Испытания проводили с использованием контртела (5 × 40 × 90 мм), изготовленного из закаленной стали 60Г (ГОСТ 14959—79, $HV = 7800 \div 8000$ МПа). Контактные давления составляли от 20 до 40 МПа. Зависимости изменений износа образцов при трении со смазочным материалом приведены на рис. 3.

Установлено, что образцы, прошедшие предварительное тонкое фрезерование и шлифование с СОЖ, устойчиво работали в трибосопряжениях в условиях высоких контактных давлений (см. рис. 3, табл. 3). Коэффициент трения трибопары "фрезерованный чугун СЧ20 — сталь 60Г" на стадии приработки составлял $f = 0{,}13$, а после пути трения, равного 2000 м, коэффициент трения снижался до $f = 0{,}11$. Контактная поверхность образцов оставалась гладкой.

Образцы с поверхностью, обработанной шлифованием без СОЖ, в условиях высоких контактных давлений продемонстрировали пониженную стойкость к задиру. На начальном этапе испытаний шлифованного чугуна регистрировался повышенный коэффициент трения. После приработки коэффициент трения вновь возрастал до $f = 0{,}14$, что сопровождалось образованием глубоких борозд на контактирующих поверхностях и их большим изнашиванием (табл. 3).

Тонкое эльборовое фрезерование образца с последующей ПВДО приводило к существенному

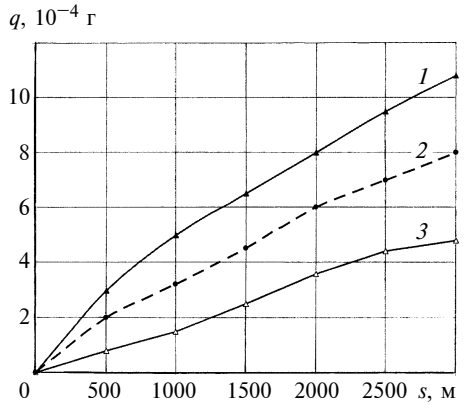


Рис. 3. Зависимости изменения износа *q* от пути *s* трения для заготовок, прошедших различные финишные обработки (режим — трение со смазочным материалом):
1 — тонкое фрезерование; *2* — шлифование с СОЖ; *3* — тонкое фрезерование с ПВДО

Таблица 3

Триботехнические показатели модельных образцов из чугуна марки СЧ20 в режиме трения со смазочным материалом при контактном давлении 40 МПа

Финишная обработка	Интенсивность изнашивания I_q, мг/км	Коэффициент трения f
Шлифование	78,4 (задир)	0,14
Шлифование с последующей ПВДО	108,8 (задир)	0,12÷0,23
Шлифование с СОЖ	0,26	0,11
Шлифование с СОЖ с последующей ПВДО	95,3 (задир)	0,12÷0,25
Тонкое фрезерование	0,36	0,11
Тонкое фрезерование с последующей ПВДО	0,17	0,11

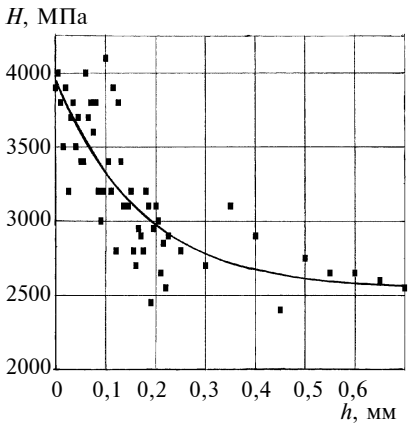


Рис. 4. Распределение микротвердости в поверхностном слое образца после тонкого эльборования с последующей ПВДО (*h* — глубина залегания слоя)

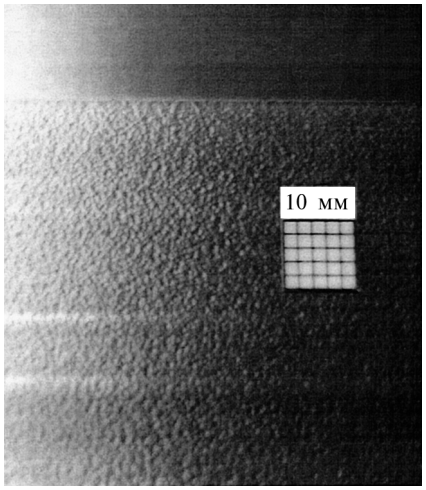


Рис. 5. Макрогеометрия поверхности после ПВДО

уменьшению изнашивания в условиях испытаний с высокими контактными давлениями (см. табл. 2), что свидетельствует о повышении стойкости к задиру. В частности, интенсивность изнашивания фрезерованного образца с последующей ПВДО снижалась более чем в 2 раза (см. рис. 3, табл. 3) при сохранявшемся значении коэффициента трения $f = 0{,}11$.

Исследование такого показателя, как микротвердость поверхностного слоя заготовки после ПВДО (рис. 4), показало, что с учетом допустимого износа направляющих, который согласно работе [7] должен быть не более 0,2 мм, глубина залегания (h) слоя с высокой микротвердостью достаточна.

Однако для полного исследования качества поверхности необходимо учитывать макрогеометрию поверхности (рис. 5), которая представляет собой сетку лунок с нерегулярным микрорельефом характерного для стохастического процесса. Лунки с находящимся в них смазочным материалом выполняют функцию микроподшипников и являются накопителями продуктов изнашивания станины станка.

На основании проведенных испытаний на изнашивание в режиме трения со смазочным материалом установлено, что тонкое эльборовое фрезерование с последующей ПВДО образцов заготовок приводит к повышению их износостойкости в 1,5 раза по сравнению со шлифованными образцами и в 2 раза по сравнению с образцами, обработанными только фрезерованием. Интенсивность изнашивания составила 0,17 мг/км при коэффициенте трения трибопары "чугун СЧ20 — сталь 60Г" $f = 0{,}11$.

Новая технология упрочняющей обработки направляющих станин реализована на токарно-винторезном продольно-строгальном станке мод. 7Б216Г, оснащенном механизмом малых подач. Обработка выполняется за одну операцию с тремя переходами:

чистовое фрезерование эльборовой фрезой;

тонкое фрезерование эльборовой фрезой до параметра шероховатости поверхности $Ra \leqslant 0{,}8$ мкм;

ПВДО, $Ra \leqslant 1{,}25$ мкм.

На заводе "Могилевлифтмаш" по предложению инженера А. Б. Акулича было выполнено дооснащение станка фрезерной головкой для реализации такой обработки с тремя переходами. Для этого головку, используемую для вертикально-фрезерного станка, оснастили электродвигателем мощностью 1 кВт, обеспечив частоту вращения шпинделя $n = 2000$ мин$^{-1}$, необходимую при фрезеровании. При выполнении ПВДО шпиндель отключается. Головка устанавливается вместо резцедержателя и снабжена червячной парой, что позволяет осуществлять поворот на угол до 55°. Это необходимо для обработки наклонных направляющих станины станка.

Трудоемкость обработки направляющих станины станка мод. 16К20 фрезерованием с последующей ПВДО: установка и выверка станины — 2,5 ч; установка и наладка фрезерной головки — 1 ч; фрезерование направляющих (чистовое и тонкое) — 7 ч; снятие фрезы и установка накатника для ПВДО — 0,5 ч; ПВДО — 1 ч.

Таким образом, трудоемкость обработки снизилась в 3 раза, при этом исключена операция шабрения поверхности после тонкого фрезерования.

В табл. 4 представлены результаты исследования станин токарно-винторезных станков после капитального ремонта с ПВДО. Сравнительные характеристики традиционного и нового способов обработки представлены в табл. 5.

Анализ полученных данных показал, что новый способ обработки предпочтителен: он экономичнее, так как не требует закалки направляющих станин.

В работе [2] отмечалось, что поверхности с сеткой лунок обеспечивают достаточно высокую гидроплотность стыка плоскостей корпусных и других деталей. Для подтверждения этого применительно к поверхности с нерегулярным луночным микрорельефом были проведены исследования, объектами которых стали блок и головка цилиндров двигателя к трактору МТЗ-80 из чугуна СЧ21. Неплоскостность поверхности стыка головки и блока цилиндров составляла не более 0,05 мм на длине 500 мм, параметр шероховатости поверхности $Ra = 2{,}5$ мкм.

При сборке головки с блоком цилиндров между ними устанавливаются прокладки, покрытые маслографитовой пастой, однако при эксплуатации имеют место случаи нарушения герметичности стыка, для устранения которых необходима разборка двигателя.

Цель испытаний — определение влияния микрорельефов сопрягаемых поверхностей, полученных в результате ПВДО, на герметичность стыка при его уплотнении прокладками. Блок цилиндров обрабатывали на радиально-сверлильном станке мод. 2Н55, а головку цилиндров — на вертикально-фрезерном станке мод. 6Р13. Подача $S = 63$ мм/мин, давление подводимого к инструменту сжатого воздуха $p = 0{,}5$ МПа, расстояние от нижнего торца пневмообкатника до обрабатываемой поверхности (вертикальный натяг) составляло 1,3 мм.

После нанесения нового микрорельефа в виде сетки лунок параметр шероховатости поверхности составил $Ra = 2{,}5$ мкм. Следов режущих лезвий но-

Таблица 4

Износы направляющих станин токарно-винторезных станков после капитального ремонта с ПВДО при двухсменной работе, мм

Направляющие (угол наклона)	16А20Ф3 № 04378			16К20Ф3 № 04307				16А20Ф3 № 04339				
	Обрабатываемый материал											
	Чугун—сталь			Сталь				Сталь				
	Дата проведения измерений											
	15.9.2005	24.4.2006	05.10.2007	02.5.2008	15.9.2005	24.4.2006	05.10.2007	02.5.2008	15.9.2005	24.4.2006	05.10.2007	02.5.2008
В рабочей зоне												
Плоская	0,01	0,02	0,07	0,08	0,00	0,00	0,045	0,07	0,00	0,00	0,035	0,05
Призматическая (<45°)	0,03	0,03	0,06	0,07	0,00	0,02	0,03	0,05	0,00	0,00	0,02	0,04
Призматическая (<35°)	0,01	0,02	0,08	0,09	0,00	0,00	0,05	0,06	0,00	0,00	0,02	0,04
В нерабочей зоне												
Плоская	0,00	0,00	0,035	0,04	0,00	0,00	0,02	0,03	0,00	0,00	0,01	0,015
Призматическая (<45°)	0,00	0,01	0,03	0,035	0,00	0,00	0,01	0,02	0,00	0,00	0,01	0,015
Призматическая (<35°)	0,00	0,00	0,03	0,035	0,00	0,00	0,01	0,02	0,00	0,00	0,01	0,015

Таблица 5

Сравнительные характеристики традиционного и нового способов обработки

Способ обработки	Направляющие	Материал	Твердость	Материал суппорта	Станок	Вид обработки	Допустимый износ по [8], мм	Фактический износ, мм	Примечание
Шлифование с охлаждением	Закаленные	СЧ28	*HRC* 50	СЧ15, СЧ21 (незакаленный)	1К62	Черновая	0,03	0,03	Износостойкость соответствует ПВДО
Шлифование с охлаждением	Незакаленные	СЧ21	*HB* 180	То же	1А62	То же	0,05÷0,07	0,05÷0,07	Износостойкость уменьшена в 2,3÷2,5 раза
Тонкое фрезерование с последующей ПВДО	То же	То же	То же	Текстолит ПТ (ГОСТ 5—78)	16А20Ф3	То же	—	0,02÷0,03	—
Шлифование с охлаждением	Закаленные	СЧ28	*HRC* 50	СЧ15, СЧ21 (незакаленный)	1К62	Черновая и чистовая	0,012	0,012	Износостойкость соответствует ПВДО
Шлифование с охлаждением	Незакаленные	СЧ21	*HB* 180	То же	1А62	То же	0,03÷0,05	0,03÷0,05	Износостойкость уменьшена в 3÷5 раз
Тонкое фрезерование с последующей ПВДО	То же	То же	То же	Текстолит ПТ (ГОСТ 5—78)	16А20Ф3	То же	—	0,01	—

жей фрезы после обработки обнаружено не было. Испытания проводили на двигателе Д-240 при избыточном давлении воды $0 \div 0{,}3$ МПа.

Перед установкой на прокладки наносили маслографитовую пасту. Затяжка гаек крепления головки цилиндров производилась с помощью динамометрического ключа по технологической схеме, момент затяжки — 180 Н · м. Испытания показали, что новый регулярный микрорельеф надежно обеспечивает герметичность стыка.

После чистового фрезерования на поверхностях деталей имеются следы кругового движения режущих лезвий фрезы, по которым вода может просачиваться при незначительном нарушении плотности стыка в камеру сгорания двигателя. При новом способе обработки лунки на поверхности деталей локализуют уплотнение стыка и обеспечивают достаточную гидроплотность стыка, создавая надежное, так называемое лабиринтное уплотнение [8].

Предлагаемый способ обработки можно использовать для упрочнения алюминиевых и чугунных столов кареток деревообрабатывающих станков. Технология электродугового оксидирования алюминиевых столов, применяемая в настоящее время для упрочнения их поверхности, является весьма дорогостоящей (стоимость оборудования составляет более 120 тыс. долл. США). Использование ПВДО значительно удешевляет ремонтные работы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Одинцов Л. Г.** Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием: Справочник. М.: Машиностроение, 1987. 328 с.
2. **Шнейдер Ю. Г.** Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. Л.: Машиностроение, 1982. 246 с.
3. **Камчицкая И. Д.** Упрочняющая технология восстановления направляющих станин станков на основе лезвийной и пневмовибродинамической обработки / Дис. ... канд. техн. наук. Могилев: Белорусско-Российский университет, 2006. 128 с.
4. **Пат. 482** Республики Беларусь: МПК В 24В 39/06. Инструмент для пневмовибродинамической обработки.
5. **Пат. 1373** Республики Беларусь: МПК В 24В 39/06. Инструмент для пневмовибродинамической обработки плоских поверхностей.
6. **Караваев М. Г., Кукареко В. А.** Автоматизированный трибометр с возвратно-поступательным движением // Надежность машин и технических систем: Материалы междунар. науч.-техн. конф. Т. 1. Минск: 2001. С. 37—39.
7. **Проников А. С.** Расчет и конструирование металлорежущих станков. М.: Высшая школа, 1968. 431 с.
8. **Трение,** изнашивание и смазка: Справочник. Кн. 1 / Под. ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. М.: Машиностроение, 1978. 400 с.
9. **Минаков А. П., Бунос А. А.** Технологические основы пневмовибродинамической обработки нежестких деталей / Под ред. П. И. Ящерицына. Минск: Навука і тэхніка, 1995. 304 с.

УДК 621.922.029:621.9.048

Ш. А. БАХТИАРОВ, канд. техн. наук (Пензенская ГТА)

Технологическое обеспечение точности контактно-эрозионной правки алмазных кругов формы 6А2 и 12А2

Изложены рекомендации по повышению точности контактно-эрозионной правки алмазных кругов с плоской рабочей поверхностью в результате оптимизации технологических условий и режимов обработки.

Ключевые слова: алмазный круг, контактно-эрозионная правка, трубчатый электрод-инструмент, оптимизация режимов обработки.

Recommendations on the enhancement of contact-erosion trimming accuracy of diamond grinding wheels with flat work surface by optimization of technological conditions and processing regimes are given.

Keywords: diamond grinding wheel, contact-erosion trimming, tubular electrode-tool, optimization of processing regimes.

Известно [1, 2 и др.], что одной из наиболее эффективных схем контактно-эрозионной правки (КЭП) алмазных кругов на металлических связках, имеющих плоскую торцевую рабочую поверхность, является правка торцом вращающегося трубчатого электрода-инструмента (ЭИ) с врезной подачей.

Особенностью кинематики КЭП алмазных кругов по указанной схеме является наличие приращения t толщины среза у кромок алмазоносного кольца круга (рис. 1) вследствие превышения диаметра $D_{ЭИ}$ ЭИ над шириной H алмазоносного кольца, вращения с угловой скоростью ω и прямолинейного перемещения ЭИ с врезной подачей S [3]. В результате происходит контактно-эрозионное изнашивание круга по периферийной поверхности, приводящее к образованию на его торце выпуклой кольцевой поверхности с отклонением Δ образующей круга от прямолинейности.

Отклонение Δ прямо пропорционально приращению t, которое, в свою очередь, прямо пропорционально подаче S и обратно пропорционально угловой скорости ω. Следовательно, управляя параметрами S и ω, можно обеспечить получение допустимого отклонения Δ' от прямолинейности образующей алмазного круга. Очевидно, что для достижения необходимой точности профиля алмазного круга должно соблюдаться условие

$$t \leqslant \Delta'. \qquad (1)$$

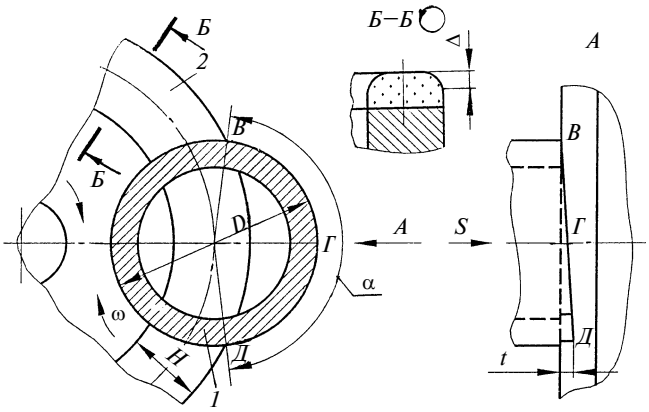


Рис. 1. Схема КЭП:
1 — ЭИ; *2* — алмазный круг формы 6А2

Следует отметить, что учитывается приращение t у наружной кромки алмазоносного кольца как имеющее наибольшее значение. Выразим приращение t через подачу S и время T прохождения точки поверхности ЭИ из точки B в точку $Д$ по дуге $ВГД$ (см. рис. 1): $t = ST$, где $T = L/v = D\alpha/(D\omega) = \alpha/\omega$ (здесь L — длина дуги $ВГД$); v — линейная скорость точки поверхности ЭИ; α — центральный угол бóльшей дуги (дуги $ВГД$) участка торцевой поверхности ЭИ, находящегося вне контакта с кругом).

С учетом преобразований получим:

$$t = S\alpha/\omega. \qquad (2)$$

После подстановки выражения (2) в формулу (1) получим:

$$S \leqslant \Delta'\omega/\alpha. \qquad (3)$$

Таким образом, для достижения необходимой точности контактно-эрозионной правки алмазных кругов с плоской рабочей поверхностью торцом вращающегося трубчатого ЭИ врезную подачу S следует задавать согласно выражению (3).

Необходимо отметить, что в производстве часто ставится задача достижения высокой точности правки при высокой производительности. Так как подача S оказывает большее влияние на производительность правки, чем угловая скорость ω ЭИ [4 и 5], то в этом случае целесообразно применять ту подачу S, которая обеспечивает максимальную производительность, а угловую скорость ω следует задавать из условия достижения необходимой точности в соответствии с формулой (3):

$$\omega \geqslant S\alpha/\Delta'. \qquad (4)$$

Согласно выражению (2) приращение t толщины среза у кромки алмазоносного кольца также прямо пропорционально длине дуги участка торцевой поверхности ЭИ, находящегося вне контакта с алмазным кругом. Это позволяет изменять геометрию профиля алмазного круга путем изменения диаметра $D_{ЭИ}$ и положение ЭИ относительно круга. Например, можно получить равнозначное приращение t и, следовательно, одинаковое отклонение Δ как у наружной, так и у внутренней кромок алмазоносного кольца. Для этого необходимо ось вращения и симметрии ЭИ (на рис. 1 она проходит через середину алмазоносного кольца) расположить ближе к центру алмазного круга на таком расстоянии, при котором бóльшие дуги участков торцевой поверхности ЭИ, находящихся вне контакта с кругом, имеют одинаковую длину как со стороны наружной кромки алмазоносного кольца, так и со стороны внутренней.

Существенное влияние на точность профиля алмазного круга оказывает такой фактор, как погрешность установки ЭИ относительно алмазного круга. Для обеспечения высокой точности КЭП ось вращения и симметрии ЭИ при правке располагают так, чтобы она была параллельна оси вращения круга при прохождении через середину алмазоносного кольца.

В случае отклонения оси вращения ЭИ от указанного выше положения на угол β в плоскости mn (рис. 2) на торце круга образуется вогнутая кольцевая поверхность. Для получения допустимого отклонения Δ' необходимо соблюдать следующее условие:

$$\beta < \arcsin \frac{2\Delta'}{H\mathrm{tg}[0{,}5\arcsin(H/D)]}, \qquad (5)$$

где D — наружный диаметр трубчатого ЭИ.

Еще одним фактором, влияющим на точность профиля круга при правке, является наклон оси вращения ЭИ под углом γ (рис. 3) к оси вращения круга. Если рабочий торец ЭИ наклонен к оси вращения круга, как на рис. 3, *а*, то на торце круга формируется выпуклая поверхность, а если как на рис. 3, *б*, то на торце круга формируется вогнутая поверхность. В первом случае максимальное отклонение Δ образуется около наружной кромки алмазоносного кольца, а во втором — около внутренней кромки. Для получения допустимого отклонения Δ' необходимо соблюдать условие

$$\gamma < \mathrm{arctg}(\Delta'/H). \qquad (6)$$

Следует отметить, что параметры ω и γ оказывают суммарное воздействие на отклонение Δ, которое в результате может возрасти в 2 раза. Поэтому КЭП следует осуществлять при параметрах ω' и γ', рассчи-

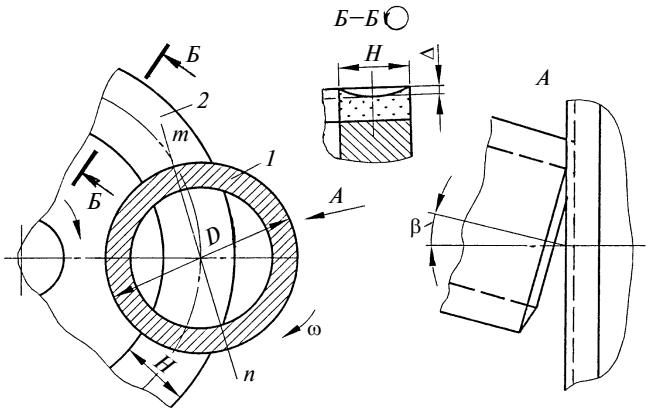


Рис. 2. Схема КЭП алмазного круга *2* формы 6А2 наклонным ЭИ *1*

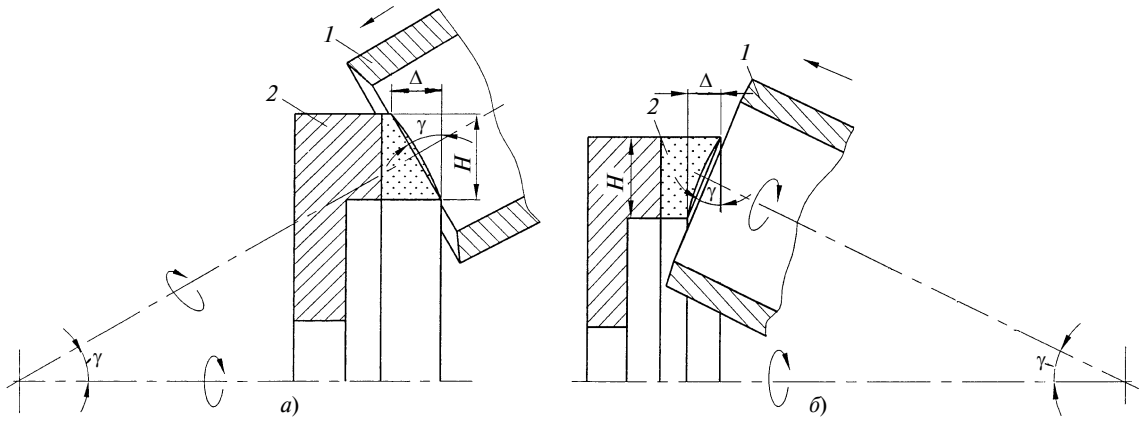


Рис. 3. Схемы КЭП с различным положением ЭИ *1* относительно оси вращения алмазного круга *2*

танных по выражениям (4) и (6) соответственно, а затем скорректированных следующим образом:

$$\omega' = 2\omega, \quad (7)$$

$$\gamma' = 0{,}5\gamma. \quad (8)$$

Установлено, что при правке ЭИ, наружный диаметр которого превышает ширину алмазоносного кольца круга, угол β, рассчитанный по выражению (5), корректировать не требуется.

Таким образом, для достижения необходимой точности профиля алмазных кругов с плоской рабочей поверхностью при КЭП торцом вращающегося трубчатого ЭИ с врезной подачей рекомендуется выполнять следующие требования:

1) врезную подачу *S* и угловую скорость ω′ ЭИ задавать согласно условиям (3) и (7);

2) учитывать влияние положения оси вращения ЭИ относительно середины алмазоносного кольца круга на разность отклонений Δ образующего круга от прямолинейности у наружной и внутренней кромок алмазоносного кольца;

3) углы β и γ′ наклона оси вращения ЭИ ограничивать в соответствии с выражениями (5) и (8).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бахтиаров Ш. А.** Повышение эффективности плоского торцового алмазного шлифования // Вестник машиностроения. 2006. № 11. С. 49—51.

2. **Пат. 2014183 РФ:** МПК[7] B 23 H 7/00. Способ электроэрозионной правки алмазных кругов на металлических связках.

3. **А. с. 1593809 СССР:** МКИ[4] B 23 H 7/00. Способ контактно-эрозионной правки алмазных кругов.

4. **Бахтиаров Ш. А.** Контактно-эрозионная правка алмазных торцовых кругов // Автоматизация и современные технологии. 2002. № 1. С. 25—27.

5. **Бахтиаров Ш. А.** Особенности контактно-эрозионной правки алмазных кругов // СТИН. 2004. № 11. С. 16—19.

УДК 621.92-5

Г. А. ГУСЕЙНОВ, д-р техн. наук, С. А. БАГИРОВ, канд. техн. наук
(АзТУ, г. Баку)

Разнозернистый шлифовальный круг

Рассматриваются вопросы повышения качества обработки и эффективности процесса шлифования путем обеспечения равномерного абразивного воздействия на обрабатываемую поверхность детали по всей высоте шлифовального круга.

Предложено использование абразивного круга плоско-прямого профиля, выполненного в виде полос переменной зернистости, армированных прокладками. Зернистость от фронтальной полосы по всей высоте абразивного круга расположена по убывающей. Приведена методика расчета среднего значения размера зерна для каждой полосы.

Ключевые слова: шлифование, шлифовальный круг, абразив, зернистость, режущая способность, фронтальная полоса.

Questions of processing quality and grinding process efficiency enhancement by providing of uniform abrasive effect to the workpiece surface over all height of grinding wheel are considered. The use of abrasive wheel with flat- straight profile, made of as stripes with variable graininess reinforced by fillers, is proposed. The graininess from frontal stripe is decreased over all abrasive wheel height. A calculation technique of grain's average value for every stripe has been presented.

Keywords: grinding, grinding wheel, abrasive, graininess, cutting power, frontal stripe.

Исследования показывают, что стационарность геометрических параметров шлифованных поверхностей нарушается из-за неравномерного абразивного воздействия в пределах технологических примитивов входа, выхода и установившегося шлифования. Основной причиной неравномерного абразивного воздействия является неравномерное распределение фактически работающих зерен по всей рабочей высоте шлифовального круга, т. е. их скопление в основном на фронтальной части круга [1]. Следовательно, для обеспечения стационарности микро- и макропрофилей шлифованной поверхности по ширине и длине обработки не-

обходимо обеспечить равномерное абразивное воздействие, что можно достичь компенсацией уменьшения числа q фактически работающих абразивных зерен из-за попадания части их в уже срезанные канавки при повторных контактах рабочей поверхности круга с обработанной поверхностью детали.

Уменьшение числа фактические работающих зерен можно компенсировать путем адекватного увеличения режущей способности соответствующих условных полос шлифовального круга, используя разнозернистые шлифовальные круги или правку рабочей поверхности каждой условной полосы шлифовального круга на режимах, определяемых условиями равномерного абразивного воздействия.

Выравнивание режущих способностей условных полос путем использования разнозернистого шлифовального круга обеспечивается уменьшением зернистости каждой условной полосы в зависимости от числа их повторных контактов с уже срезанной поверхностью.

С уменьшением зернистости абразива уменьшается средний размер зерен шлифовального порошка и увеличивается их число на поверхности круга в пределах соответствующей условной полосы. В работе [3] рассматривается абразивный круг — прототип предложенного, имеющий прямой профиль (ПП) и отдельные полосы, армированные прокладками из стекловолокна или какого-либо другого материала, в котором зернистость абразивного материала во всех полосах одинакова по ГОСТ Р 82381—2005 [или FERA 32GB 1971 (Евросоюз) и ASTM-11-70 (США)].

Чем меньше зернистость шлифовального круга, тем меньше шероховатость обработанной поверхности [2].

Для определения закономерности распределения зернистости абразива по условным полосам рабочей поверхности шлифовального круга необходимо исходить из условия равномерного абразивного воздействия. Решение поставленной задачи следующее: определяется необходимое число абразивных зерен для каждой условной полосы, обеспечивающее равномерное абразивное воздействие с учетом попадания в уже прорезанные канавки; для каждой условной полосы шириной $S_п$ и соответствующим числом активных абразивных зерен определяется средний размер $\bar{X}$ зерен, а следовательно, и зернистость шлифовального порошка.

При этом число режущих зерен должно изменяться по возрастающей геометрической прогрессии, в которой знаменатель должен быть больше единицы. Приняв знаменатель данной прогрессии равным $1/q$, можно компенсировать на каждой условной полосе попадание (в процентах) зерен в уже прорезанные канавки вследствие увеличения числа активных зерен данной полосы.

Таким образом, равномерное абразивное воздействие на обрабатываемую поверхность может обеспечить абразивный круг новой конструкции, состоящий из полос разной зернистости с шириной поперечной подачи, определяемой отношением высоты H круга к поперечной подаче $S_п$. Зернистость каждой последующей полосы будет меньше предыдущей. Разница зернистостей полос определяется из условия равномерного абразивного воздействия.

Число фактически работающих абразивных зерен определяется из условия равномерного абразивного воздействия:

$$i_ф = i_1 + i_1\frac{1}{q} + i_1\frac{1}{q^2} + \ldots + i_1\frac{1}{q^{\frac{H}{S_п}-1}}. \qquad (1)$$

Суммарное число активных зерен определяется выражением

$$i_ф = \frac{i_1\left(1 - \frac{1}{q^{H/S_п}}\right)}{1 - \frac{1}{q}}. \qquad (2)$$

При условии равномерного абразивного воздействия число фактически работающих зерен и ширина условных полос принимаются равными при разной зернистости абразивного порошка.

Из условия равенства чисел фактически работающих зерен на каждой условной полосе с учетом попадания в уже прорезанные участки определяется средний размер зерен каждой полосы, а следовательно, и зернистость. Равенство обеспечивается за счет уменьшения среднего размера зерен, т. е. увеличения их числа в соответствии с порядковым номером текущей полосы относительно фронтальной.

Условия равенства числа фактически работающих зерен каждой условной полосы:

$$\left.\begin{aligned} &i_{ф_1} = i_{ф_2} = i_{ф_3} = \ldots = i_{ф_j};\\ &j = H/S_п, \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где $i_{ф_j}$ — число активных зерен на j-й полосе.

С учетом формулы (2) числа активных зерен на 1 мм^2 поверхности круга [3] получим:

$$i_{ф_j} = \frac{0{,}167\beta}{\alpha^{3/4}\sqrt{\mathrm{tg}\gamma}}\,\frac{\sqrt{k}}{\bar{X}^2\sqrt{1-\varepsilon}} \times \sqrt{\frac{\omega}{1000 v_k}}\,\pi D S_п q^{j-1}$$

$$\text{при } 0 < j \leqslant H/S_п, \qquad (4)$$

где β — поправка на симметрическое расположение кривой распределения вылетов вершин зерен в рабочем слое круга [3]; α — коэффициент формы зерна; γ — половина средневероятного значения угла режущей вершины зерна; k — процентное содержание концентрации абразива; $\bar{X}$ — средний размер зерен шлифо-

вального порошка [3]; ε — относительная критическая глубина заделки зерен [3]; ω — удельная производительность на 1 мм^2 обрабатываемой поверхности, мм/с; v_k — скорость шлифовального круга, м/с; D — диаметр шлифовального круга.

Условия равномерного абразивного воздействия требуют изменения параметров $\bar{X}$ и q, входящих в уравнение (4), при переходе от одной полосы к другой, при этом остальные составляющие формулы (4) не изменяются.

Введем обозначение

$$Q = 0{,}167\frac{\beta}{\alpha^{3/4}\sqrt{\mathrm{tg}\gamma}}\frac{\sqrt{K}}{\sqrt{1-\varepsilon}} \times \sqrt{\frac{\omega}{1000 v_k}}\pi D S_{\text{п}} \qquad (5)$$

и, выполнив некоторые упрощения, получим:

$$i_{\text{ф}_j} = \frac{Q}{\bar{X}_j^2}q^{j-1}. \qquad (6)$$

Из условия равномерного абразивного воздействия определяется средний размер абразивных зерен для каждой полосы:

$$\frac{Q}{\bar{X}_1^2} = \frac{Q}{\bar{X}_2^2}q = \frac{Q}{\bar{X}_3^2}q^2 = \ldots = \frac{Q}{\bar{X}_j^2}q^{j-1}$$

$$\text{при } 0 < j \leqslant H/S_{\text{п}}, \qquad (7)$$

где $\bar{X}_j = \bar{X}_1$ при $j = 1$;

$$\bar{X}_j = \bar{X}_2 = \bar{X}_1\sqrt{q} \text{ при } j = 2;$$

$$\bar{X}_j = \bar{X}_3 = \bar{X}_1 q \text{ при } j = 3;$$

$$\vdots$$

$$\bar{X}_j = \bar{X}_{H/S_{\text{п}}} = \bar{X}_1\sqrt{q^{\frac{H}{S_{\text{п}}}-1}}$$

$$\text{при } j = \frac{H}{S_{\text{п}}};$$

$$\bar{X}_{\text{ф}_j} = \bar{X}_1\sqrt{q^{j-1}}.$$

Таким образом, задаваясь средним размером зерна фронтальной полосы шлифовального круга, можно, используя выражения (7), определить средний размер зерна для каждой последующей полосы. Далее, зная параметр $\bar{X}$ шлифовального порошка [3], можно определить зернистость. Подставив значение $\bar{X}_j$ в формулу (4), определим число фактически работающих зерен каждой полосы.

Пример. Определим средний размер зерен и зернистость каждой полосы разнозернистого шлифовального круга (рисунок) из условия равномерного абразивного воздействия. Исходные данные: зернистость фронтальной полосы 250/200; средний размер зерен $\bar{X}_1 = 0{,}2076$; коэффициент, учитывающий попадание режущих зерен на имеющие срезы, q — 0,6; высота шлифовального круга H — 20 мм; поперечная подача $S_{\text{п}} = 5$ мм/дв. ход.

По выражениям (7) получим:

$$\bar{X}_2 = \bar{X}_1\sqrt{0{,}6} = 0{,}2076\sqrt{0{,}6} \approx$$
$$\approx 0{,}1661 \text{ при } j = 2;$$

$$\bar{X}_3 = \bar{X}_1\sqrt{0{,}6^2} = 0{,}2076\sqrt{0{,}6^2} \approx$$
$$\approx 0{,}1246 \text{ при } j = 3;$$

$$\bar{X}_4 = \bar{X}_1\sqrt{0{,}6^3} = 0{,}2076\sqrt{0{,}6^3} \approx$$
$$\approx 0{,}0934 \text{ при } j = 4.$$

По данным работы [3] определим зернистости, соответствующие средним размерам зерен каждой полосы:

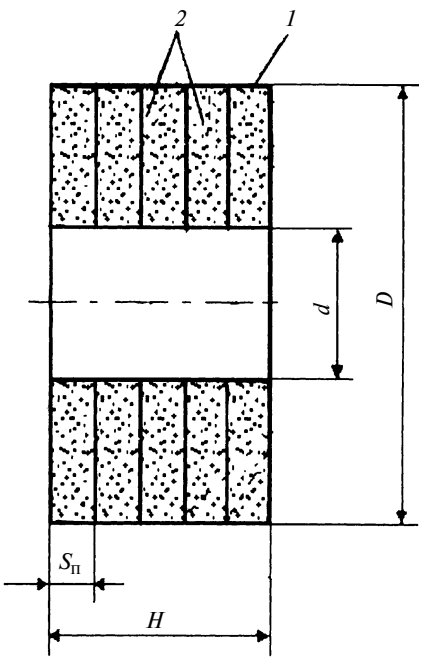
$$\bar{X}_1 = 0{,}2076 \approx 200/200;$$

$$\bar{X}_2 = 0{,}1661 \approx 200/160;$$

$$\bar{X}_3 = 0{,}12456 \approx 160/125;$$

$$\bar{X}_4 = 0{,}0934 \approx 125/100.$$

В соответствии с предложенным методом для режущей фронтальной полосы выбирают высокозернистые абразивы, а по мере



Разнозернистый абразивный круг:
1 — полоса с разной зернистостью; *2* — прокладки

удаления от нее — зернистость шлифовального порошка убывает при соответствующем увеличении числа фактически работающих зерен для каждой условной полосы. При этом обеспечивается равномерное абразивное воздействие на обрабатываемую поверхность, а следовательно, высокая эффективность шлифования путем уменьшения работы внешнего трения зерен и связки о поверхность металла, а также температурного воздействия на обрабатываемую поверхность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гусейнов Г. А.** Программное управление точностью при механической обработке. Баку: Чашоглы, 2000. 282 с.

2. **Маслов Е. А.** Теория шлифования материалов. М.: Машиностроение, 1974. 410 с.

3. **Абразивная** и алмазная обработка материалов / Под ред. А. Н. Резникова. М.: Машиностроение, 1977. 390 с.

УДК 621.7.9

Ф. Н. АБРАМОВ, канд. техн. наук
(Национальный ТУ Украины "КПИ", г. Киев)

К вопросу об основных и дополнительных факторах, влияющих на точность базирования заготовок

Представлена методика определения отсчетных баз и их нормируемых участков для заданных на чертежах изделий размеров. В качестве примера выполнен анализ указанных баз по чертежу призматической детали. Изложены основные факторы, вызывающие погрешность базирования, и дополнительные факторы, влияющие на величину последней. Приведен анализ влияния указанных факторов на точность базирования призматической заготовки.

Ключевые слова: точность базирования, отсчетная база, нормируемый участок отсчетной базы, погрешность базирования.

A determination technique of reading bases and their critical parts for dimensions, prescribed on the design drawings, is presented. As an example, analysis of mentioned bases as applied to a draft of a prismatic part has been made. Basic factors of basing error and additional factors influencing upon basing accuracy have been considered. Effect of these factors on basing accuracy of prismatic workpiece is analyzed.

Keywords: basing accuracy, reading base, critical part of reading base, basing error.

При расчетах погрешностей базирования заготовок исследователи обычно учитывают два основных фактора: 1) несовмещенность технологических баз с отсчетными базами для выполняемых размеров; 2) использование переменно-координатных технологических баз (здесь и в дальнейшем используются термины и понятия, изложенные в работах автора [1 ÷ 3]). В то же время существуют и другие, не менее важные факторы: погрешности формы и взаимного расположения геометрических элементов, используемых для задания технологических баз; многосистемность базирования заготовок (имеет место при базировании заготовок, обрабатываемых по многоместной схеме) и др. Указанные факторы, как правило, вызывают значительную погрешность базирования как для размеров, так и для взаимных расположений геометрических элементов.

Кроме того, имеется группа факторов (назовем их дополнительными), оказывающих существенное влияние на величину возникающей от указанных выше основных факторов погрешности базирования. К их числу можно отнести: 1) степень совмещенности технологических и отсчетных баз; 2) характер задаваемых баз; 3) размеры нормируемых участков отсчетных баз; 4) размеры и форму опор, центрирующих поясков пальцев и других конструктивных элементов приспособлений и устройств, применяемых при базировании заготовок, а также место их расположения относительно нормируемых участков отсчетных баз и др.

Недостаточная изученность влияния указанных выше факторов на точность базирования заготовок, вероятно, связана с проблемой правильного толкования понятий "отсчетная база" и "нормируемый участок отсчетной базы".

Вопрос об отсчетных базах и их нормируемых участках относится к сфере точности геометрических параметров изделий и поэтому должен рассматриваться прежде всего в стандартах [4, 5]. В них должна оговариваться область существования указанных на чертеже изделия геометрических параметров. Для этого должны быть четкие и однозначные рекомендации по выбору отсчетных баз и нахождению на них нормируемых участков (геометрических зон, в пределах которых должна обеспечиваться заданная точность параметров). Без таких рекомендаций анализировать точность базирования заготовок и находить пути минимизации погрешностей базирования весьма сложно.

К сожалению, такие рекомендации отсутствуют в ГОСТе [4], а в ГОСТе [5] имеются только указания на то, что требуемая точность взаимного расположения геометрических элементов должна выдерживаться в пределах нормируемых участков. При этом отсутствуют какие-либо указания, как находить отсчетные базы и расположенные на них нормируемые участки.

Еще хуже обстоит дело с определением отсчетных баз и их нормируемых участков при базировании заготовок. А без таких сведений судить о точности технологического базирования весьма проблематично. Однако, внимательно изучив указанные выше стандарты и вникнув в суть вопроса, можно, по мнению автора, сформулировать определенную методику решения изложенной проблемы.

Прежде всего следует иметь в виду, что выполняемые при базировании заготовки размеры соответствуют размерам, задаваемым на чертеже изделия. Это значит, что в том и другом случаях отсчетными базами становятся одни и те же геометрические элементы, а расположенные на них нормируемые участки имеют одинаковые размеры. Только для чертежных размеров отсчетными базами являются номинальные геометрические элементы, в то время как для выполняемых размеров ими становятся прилегающие геометрические элементы: прилегающие плоскости; элементы, принадлежащие прилегающим профилям (образующие или оси прилегающих цилиндров, точки

на прилегающих сферах или их центры), и др. Соответственно, в этом случае и нормируемые участки отсчетных баз располагаются на прилегающих геометрических элементах. Следовательно, искомые при базировании заготовок отсчетные базы и их нормируемые участки можно определять по чертежам изготовляемых деталей.

Могут быть два пути определения отсчетных баз: 1) воспользоваться их заданием на чертеже детали (если таковое имеется); 2) назначить их, руководствуясь приведенными ниже правилами.

1. Если размером связываются одноименные и равные по размерам геометрические элементы, то за отсчетную базу можно принять любой из них.

2. Если размер связывает одноименные, но разные по размерам геометрические элементы, то в качестве отсчетной базы следует принять элемент, имеющий больший размер (площадь или протяженность).

3. При связи размером разноименных геометрических элементов (плоскости с прямой линией или точкой, прямой линии с точкой) за отсчетную базу принимается более сложный геометрический элемент.

За нормируемый участок отсчетной базы во всех случаях следует принимать параметры геометрического элемента меньшего размера или меньшей сложности. При этом если отсчетной базой является геометрический элемент большего размера или большей сложности, то местом расположения нормируемого участка будет проекция на нее элемента меньшего размера или меньшей сложности. Получаемые по чертежам изделий отсчетные базы являются основой выбора баз различного назначения. В то же время в качестве последних могут быть использованы и иные геометрические элементы заготовок и изделий.

Применение предложенных выше правил определения отсчетных баз и их нормируемых участков можно рассмотреть на примере анализа чертежа призматической детали с отверстиями (рис. 1). Результаты выполненного анализа представлены в табл. 1.

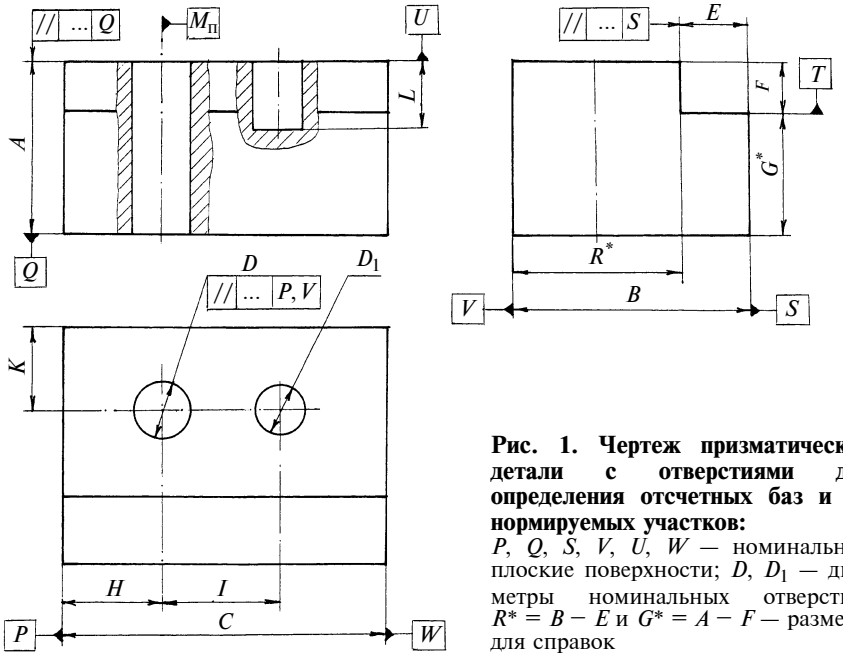


Рис. 1. Чертеж призматической детали с отверстиями для определения отсчетных баз и их нормируемых участков:
P, *Q*, *S*, *V*, *U*, *W* — номинальные плоские поверхности; *D*, D_1 — диаметры номинальных отверстий; $R^* = B - E$ и $G^* = A - F$ — размеры для справок

Таблица 1

Отсчетные базы и их нормируемые участки для размеров, заданных на чертеже призматической детали с отверстиями

Размер	Отсчетная база	Обоснование выбора отсчетной базы	Нормируемый участок отсчетной базы
A	Плоская поверхность *Q*	Задана на чертеже	Площадка с размерами $C \times R^*$
B	Плоская поверхность *V*	Элемент бóльшего размера	Площадка с размерами $C \times G^*$
C	Плоская поверхность *P* или *W*	Одноименные элементы одного размера	Площадка с размерами $A \times B$
E	Плоская поверхность *S*	Задана на чертеже	Площадка с размерами $C \times F$
F	Плоская поверхность *U* (при $E < R^*$)	Элемент бóльшего размера	Площадка с размерами $C \times E$
	Плоская поверхность *T* (при $E > R^*$)	То же	Площадка с размерами $C \times R^*$
H	Плоская поверхность *P*	Более сложный элемент	Отрезок длиной *A*
I	Ось *M* отверстия диаметром *D*	Элемент бóльшего размера	Отрезок длиной *L*
K	Плоская поверхность *V*	Задана на чертеже (для отверстия диаметром *D*)	Отрезок длиной *A*
		Более сложный элемент (для отверстия диаметром D_1)	Отрезок длиной *L*
L	Плоская поверхность *U*	Элемент бóльшего размера	Круг диаметром D_1

Используемые при базировании заготовок отсчетные базы для выполняемых размеров могут как совпадать, так и не совпадать с выбранными технологическими базами. При этом следует учитывать, что их совпадение может быть полным и частичным, действительным и условным [1, 3]. В зависимости от этого будет возникать или, наоборот, отсутствовать погрешность базирова-

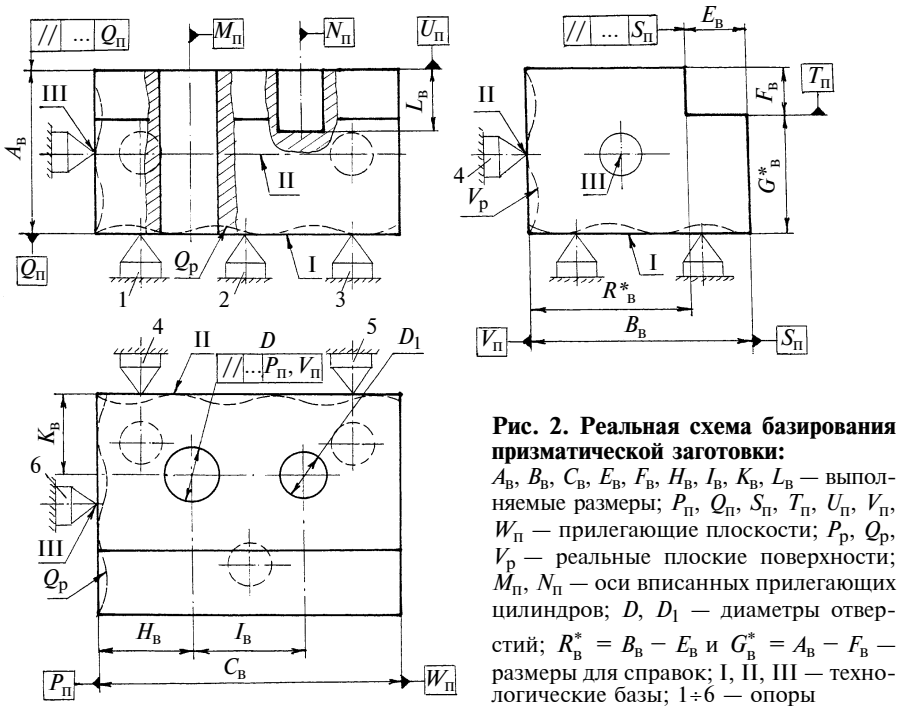


Рис. 2. Реальная схема базирования призматической заготовки:
$A_в$, $B_в$, $C_в$, $E_в$, $F_в$, $H_в$, $I_в$, $K_в$, $L_в$ — выполняемые размеры; $P_п$, $Q_п$, $S_п$, $T_п$, $U_п$, $V_п$, $W_п$ — прилегающие плоскости; $P_р$, $Q_р$, $V_р$ — реальные плоские поверхности; $M_п$, $N_п$ — оси вписанных прилегающих цилиндров; D, D_1 — диаметры отверстий; $R^*_в = B_в - E_в$ и $G^*_в = A_в - F_в$ — размеры для справок; I, II, III — технологические базы; 1÷6 — опоры

ния для этих размеров. Практически осуществить действительное полное совмещение указанных баз сложно, поэтому в лучшем случае можно говорить о погрешности базирования, примерно равной нулю. Так как в реальных условиях в большинстве случаев для задания технологических баз используют реальные геометрические элементы, то погрешность базирования, как правило, имеет место и нередко достигает значительных величин.

Влияние основных и дополнительных факторов на точность базирования заготовок можно рассмотреть на примере изготовления призматической детали, показанной на рис. 1. Реальная схема базирования ее заготовки приведена на рис. 2. При этом об-

Таблица 2

Анализ влияния основных и дополнительных факторов на точность базирования призматической заготовки

Размер	Технологическая база	Отсчетная база	Нормируемый участок отсчетной базы	Характер взаимодействия технологических и отсчетных баз	Основный факторы, вызывающие погрешность базирования	Дополнительные факторы, влияющие на величину погрешности базирования
$A_в$	Установочная	$Q_п$	Площадка с размерами $C_в \times R^*_в$	Полное условное совмещение	Погрешность формы поверхности $Q_р$	Форма и размеры опор 1÷3; схема их расположения на поверхности $Q_р$
$B_в$	Направляющая	$V_п$	Площадка с размерами $C_в \times G^*_в$	Частичное условное совмещение	Погрешности формы поверхностей $Q_р$ и $V_р$; отклонение от перпендикулярности плоскостей $Q_п$ и $V_п$	Форма и размеры опор 1÷5; схема расположения опор 1÷3 на поверхности $Q_р$; место расположения опор *4*, *5* на поверхности $V_р$
$C_в$	Опорная	$P_п$	Площадка с размерами $A_в \times B_в$	То же	Погрешности формы поверхностей $Q_р$, $V_р$ и $P_р$; отклонение от перпендикулярности плоскостей $Q_п$, $V_п$ и $P_п$	Форма и размеры опор 1÷6; схема расположения опор 1÷3 на поверхности $Q_р$; место расположения опор *4*, *5* и *6* на поверхности $V_р$ и $P_р$
$E_в$	Направляющая	$S_п$	Площадка с размерами $C_в \times F_в$	Базы не совмещены	Немовмещенность технологической и отсчетной баз; погрешность формы поверхностей $Q_р$ и $V_р$; отклонение от перпендикулярности плоскостей $Q_п$ и $V_п$	Форма и размеры опор 1÷3; схема расположения опор 1÷3 на поверхности $Q_р$; место расположения опор *4*, *5* на поверхности $V_р$
$F_в$	Установочная	$U_п$ (при $E_в < R_в$*)	Площадка с размерами $C_в \times E_в$	То же	Несовмещенность технологической и отсчетной баз; погрешность формы поверхности $Q_р$	Форма и размеры опор 1÷3; схема расположения опор 1÷3 на поверхности $Q_р$
		$T_п$ (при $E_в > R_в$*)	Площадка с размерами $C_в \times R_в$			
$H_в$	Опорная	$P_п$	Отрезок длиной $A_в$	Частичное условное совмещение	Погрешность формы поверхностей $Q_р$ и $P_р$; отклонение от перпендикулярности плоскостей $Q_п$ и $P_п$	Форма и размеры опор 1÷6; схема расположения опор 1÷3 на поверхности $Q_р$; место расположения опор *4*, *5* и *6* на поверхностях $V_р$ и $P_р$
$I_в$	То же	$M_п$	Отрезок длиной $L_в$	Базы не совмещены	См. выше пояснение 2)	
$K_в$	Направляющая	$V_п$	Отрезок длиной $A_в$ (для оси $M_п$)	Частичное условное совмещение	Погрешность формы поверхностей $Q_р$ и $V_р$; отклонение от перпендикулярности плоскостей $Q_п$ и $V_п$	Форма и размеры опор 1÷5; схема расположения опор 1÷3 на поверхности $Q_р$; место расположения опор *4*, *5* на поверхности $V_р$
			Отрезок длиной $L_в$ (для оси $N_п$)			
$L_в$	Установочная	$U_п$	Круг диаметром D_1	Базы не совмещены	Несовмещенность технологической и отсчетной баз; погрешность формы поверхности $Q_р$	Форма и размеры опор 1÷3; схема их расположения на поверхности $Q_р$

работка всех поверхностей осуществляется без использования многоинструментных наладок и станков с числовым программным управлением. Результаты выполненного анализа приведены в табл. 2, к которой необходимо сделать следующие пояснения:

1) в таблице указаны технологические базы, координирующие заготовку в направлении выполняемого размера;

2) принято считать, что при обработке отверстий по кондуктору или с использованием станков с ЧПУ межосевые размеры обеспечиваются без погрешности базирования. В действительности это не так. Погрешность базирования будет отсутствовать лишь в том случае, если ось, принимаемая за отсчетную базу, будет занимать в процессе обработки отверстия постоянное положение в выбранной системе координат. В рассматриваемом же случае ось $M_{\text{п}}$, являющаяся отсчетной базой для размера $I_{\text{в}}$, в процессе обработки отверстия может отклоняться от своего постоянного (номинального) положения. Предельное поле рассеяния отклонений отсчетной базы $M_{\text{п}}$ относительно ее постоянного положения, рассчитанное в направлении выполняемого размера $I_{\text{в}}$ в пределах нормируемого участка (отрезка длиной $L_{\text{в}}$), и следует считать погрешностью базирования для этого размера.

Из табл. 2 следует, что при базировании заготовок могут действовать одновременно (в совокупности) основные и дополнительные факторы, что вызывает появление суммарных погрешностей базирования для выполняемых размеров.

В работах [6, 7] изложены результаты комплексных исследований влияния указанных выше факторов на точность базирования призматических заготовок с совмещением и без совмещения технологических и отсчетных баз.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Абрамов Ф. Н.** О разработке терминологии базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 67—72.

2. **Абрамов Ф. Н.** О классификации терминов базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 3. С. 56—61.

3. **Абрамов Ф. Н.** О сущности базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 74—77.

4. **ГОСТ 25346—89.** Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды основных отклонений. М.: Изд-во стандартов, 1989. 32 с.

5. **ГОСТ 24624—81.** Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1981. 68 с.

6. **Абрамов Ф. Н.** Влияние погрешностей формы и взаимного расположения базовых поверхностей на точность базирования призматических заготовок с совмещением баз // Вестник машиностроения. 2007. № 7. С. 54—64.

7. **Абрамов Ф. Н.** Влияние несовмещенности баз и погрешностей формы и взаимного расположения базовых поверхностей призматических заготовок на точность их базирования // Вестник машиностроения. 2007. № 10. С. 58—65.

Обработка материалов без снятия стружки

УДК 621.983:539.374

С. С. ЯКОВЛЕВ, д-р техн. наук (ТулГУ, г. Тула),
Е. Ю. ПОЛИКАРПОВ, канд. техн. наук (ЗАО "ЗЭМ РКК "Энергия" им. С. П. Королева", г. Королев)

Вытяжка толстостенных цилиндрических заготовок из анизотропных материалов с утонением стенки

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния заготовок, а также силовые режимы и предельные возможности формоизменения при вытяжке с утонением стенки толстостенных анизотропных цилиндрических заготовок.

Ключевые слова: вытяжка, напряженно-деформированное состояние, анизотропные заготовки.

Results of theoretical and experimental investigations of the workpiece's deflected mode, powered regimes, and limiting forming ability at drawing with wall thinning of thick-walled anisotropic cylindrical workpieces are presented.

Keywords: draw-forming, deflected mode, anisotropic workpieces.

Сегодня в различных отраслях промышленности наблюдается тенденция повышения требований к качеству изделий и их эксплуатационным характеристикам при снижении себестоимости производства, что требует разработок высокоэффективных технологий, сберегающих энергоресурсы и снижающих материальные затраты. Обработка металлов давлением (ОМД) относится к числу высокоэффективных процессов [1, 2].

Материалы, обрабатываемые штамповкой, как правило, обладают анизотропией механических свойств, которая может оказывать как положительное, так и отрицательное влияние на устойчивое протекание процессов ОМД [3, 4].

В различных отраслях машиностроения широкое распространение нашли толстостенные цилиндрические детали, изготовляемые вытяжкой и вытяжкой с утонением стенки. К ним предъявляются повышенные требования по механическим показателям и качеству. Вытяжку с утонением применяют при изготовлении цилиндрических деталей высотой до 10 диаметров из материалов, обладающих достаточной пластичностью в холодном состоянии. Вытяжка с утонением позволяет получать детали точных размеров с высокими прочностными свойствами, в $2 \div 3$ раза превышающими прочность исходного материала. Это обеспечивается упрочнением металла при деформировании в сочетании с соответствующей термической обработкой. Процессы пластического деформирования цилиндрических анизотропных заготовок в коническом канале (осесимметричное напряженное и деформированное состояния) мало изучены.

Основные уравнения и соотношения. Материал считается несжимаемым и анизотропным, если для него справедливы условие текучести Мизеса—Хилла [4]: $2f(\sigma_{ij}) \equiv F(\sigma_y - \sigma_z)^2 + G(\sigma_z - \sigma_x)^2 + H(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 2L\tau_{yz}^2 + 2M\tau_{zx}^2 + 2N\tau_{xy}^2 = 1$ и ассоциированный закон пластического течения: $d\varepsilon_{ij} = d\lambda \dfrac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}}$, где F, G, H, L, M, N — параметры, характеризующие текущее состояние анизотропии; σ_{ij} — компоненты тензора напряжений в главных осях анизотропии; $d\varepsilon_{ij}$ — компоненты приращения тензора деформаций; $d\lambda$ — коэффициент пропорциональности (x, y, z — главные оси анизотропии).

Параметры F, G, H, L, M, N анизотропии связаны с сопротивлением материала пластическому деформированию известными соотношениями. Введем понятия: интенсивность σ_i напряжений и приращение $d\varepsilon\sigma_i$ интенсивности деформации.

Материал заготовки принимается изотропно-упрочняющимся: $\sigma_i = \sigma_{i0} + A(\varepsilon_i)^n$, где σ_{i0}, A, ε_i, n — константы для данного материала, полученные экспериментально.

Повреждаемость ω_e материала при пластическом формоизменении по деформационной модели разрушения вычисляется по формуле [5—7]

$$\omega_e = \int_0^{\varepsilon_i} \frac{d\varepsilon_i}{\varepsilon_{i\,\text{пр}}}.$$

Здесь $\sigma = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$ — среднее напряжение (σ_1, σ_2, σ_3 — главные напряжения); $\varepsilon_{\text{inp}}(\sigma/\sigma_1, \alpha, \beta, \gamma)$ — предельная интенсивность деформации (α, β, γ — углы между первой главной осью напряжений и главными осями анизотропии x, y и z).

Предельная интенсивность деформации находится по формуле

$$\varepsilon_{\text{inp}} = \Omega \exp\left(U\frac{\sigma}{\sigma_i}\right)(a_0 + a_1\cos\alpha + a_2\cos\beta + a_3\cos\gamma),$$

где Ω, U — константы, зависящие от рода материала (согласно работам В. Л. Колмогорова и А. А. Богатова); a_0, a_1, a_2 и a_3 — константы, зависящие от анизотропии материала заготовки и определяемые при растяжении образцов в условиях плоского напряженного и плоского деформированного состояний.

В зависимости от условий эксплуатации и последующей обработки изделия согласно рекомендациям [5—7] повреждаемость не должна превышать задаваемый уровень: $\omega_e \leqslant \chi$.

Математическая модель вытяжки с утонением стенки толстостенных цилиндрических заготовок. Рассмотрим вытяжку с утонением стенки осесимметричной толстостенной цилиндрической заготовки. Материал заготовки жесткопластический, обладает цилиндрической анизотропией. Течение материала принимается осесимметричным. Анализ процесса вытяжки с утонением стенки реализуется в цилиндрической системе координат (рис. 1). Принимаем течение материала установившимся, а условия трения на контактной поверхности инструмента с заготовкой подчиняются закону Кулона: $\tau_{\text{м}} = \mu_{\text{м}}\sigma_{n\text{м}}$; $\tau_{\text{п}} = \mu_{\text{п}}\sigma_{n\text{п}}$, где $\mu_{\text{м}}$ и $\mu_{\text{п}}$ — коэффициенты трения на контактных поверхностях соответственно матрицы и пуансона; $\sigma_{n\text{м}}$ и $\sigma_{n\text{п}}$ — нормальные напряжения на контактных поверхностях соответственно матрицы и пуансона.

Условие несжимаемости материала позволяет установить связь между скоростями течения материала на входе в очаг деформации и выходе из него:

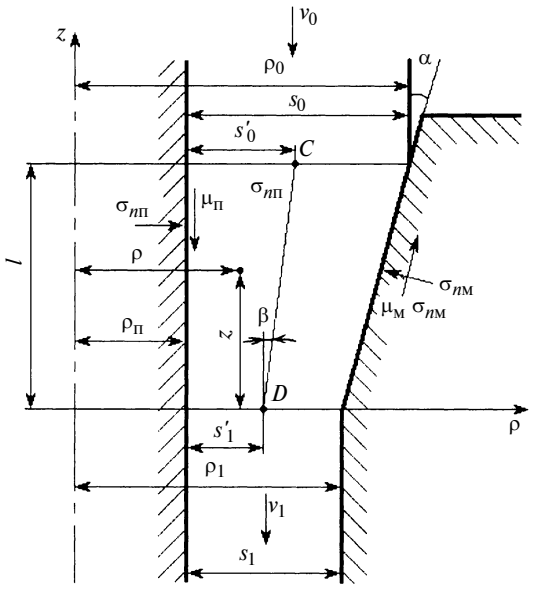


Рис. 1. Схема вытяжки с утонением стенки заготовки

$v_0 = v_1 \dfrac{s_1(s_1 + 2\rho_п)}{s_0(s_0 + 2\rho_п)}$, где v_1 — скорость перемещения пуансона.

Компоненты осевой v_z и радиальной v_ρ скоростей течения определяются выражениями:

$$\left.\begin{aligned} v_z &= -v_0 \frac{[\rho + (l - z)\mathrm{tg}\beta]^2 - \rho_п^2}{\rho^2 - \rho_п^2}; \\ v_\rho &= -v_0 \frac{[\rho + (l - z)\mathrm{tg}\beta]^2 - \rho_п^2}{\rho^2 - \rho_п^2}\,\mathrm{tg}\beta, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где $\mathrm{tg}\beta = \dfrac{\mathrm{tg}\alpha(\rho - \rho_п)}{s_0 - \mathrm{tg}\alpha(l - z)}$.

Скорости деформаций рассчитываются по формулам, полученным с учетом выражений (1) и условия несжимаемости материала $\xi_\rho = -\xi_z - \xi_\theta$:

$$\left.\begin{aligned} \xi_z &= \frac{\partial v_z}{\partial z} = 2v_0 \frac{s_0 \mathrm{tg}\alpha[\rho s_0 - (l - z)\mathrm{tg}\alpha\rho_п]}{(\rho + \rho_п)[s_0 - (l - z)\mathrm{tg}\alpha]^3}; \\ \xi_\theta &= \frac{v_p}{\rho} = -v_0 \frac{s_0[s_0(\rho + \rho_п) - 2(l - z)\mathrm{tg}\alpha\rho_п](\rho - \rho_п)\mathrm{tg}\alpha}{(\rho + \rho_п)\rho[s_0 - \mathrm{tg}\alpha(l - z)]^3}; \\ \xi_\rho &= \frac{\partial v_p}{\partial \rho} = -v_0 \frac{s_0^2 \mathrm{tg}\alpha\rho^2 + s_0^2 \mathrm{tg}\alpha\rho_п^2 - 2(l - z)\mathrm{tg}^2\alpha\rho_п^2 s_0}{(\rho + \rho_п)[s_0 - (l - z)\mathrm{tg}\alpha]^3\rho}; \\ \xi_{\rho z} &= \frac{1}{2} v_0 \frac{U}{v}, \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

где

$$\left.\begin{aligned} U &= s_0 \mathrm{tg}^2\alpha(\rho^2 - \rho_п^2)[3\rho s_0 - 4(l - z)\rho_п \mathrm{tg}\alpha + \rho_п s_0] - \\ &- 2s_0\rho_п(l - z)\mathrm{tg}\alpha[s_0 - (l - z)\mathrm{tg}\alpha]^2; \\ v &= (\rho + \rho_п)^2[s_0 - (l - z)\mathrm{tg}\alpha]^4. \end{aligned}\right\}$$

Интенсивность ξ_i скоростей деформаций вычисляется по формуле

$$\xi_i = \sqrt{2(R_z + R_\theta + R_z R_\theta)} \left\{ R_\theta^2 [(1 + R_z)\xi_\theta + R_z \xi_z)]^2 + \right.$$
$$+ R_\theta R_z[(1 + R_z)\xi_z + R_\theta \xi_\theta]^2 + R_\theta(R_z \xi_z - R_\theta \xi_\theta)^2 +$$
$$\left. + \frac{2\xi_{\rho z}^2}{R_{\rho z}} R_\theta^2 (1 + R_\theta + R_z)^2 \right\}^{1/2} \Big/ [\sqrt{3} R_z^{1/2} R_\theta (1 + R_\theta + R_z)], \quad (3)$$

где $R_z = H/G$; $R_\theta = H/F$; $R_{\rho z} = M/F$.

Выражение (3) позволяет определить распределение интенсивностей скоростей деформаций вдоль ряда (k) траекторий течения материала. Накопленная интенсивность деформации вдоль k-й траектории с учетом дополнительной деформации, связанной с изменением поворота траектории частицы материала при входе в очаг деформации, имеет вид:

$$\varepsilon_{ik} = \sum_{z=l}^{0} \frac{\xi_{ik}\Delta z}{v_{zk}} +$$
$$+ \sqrt{\frac{2(R_z + R_\theta + R_\theta R_z)}{3R_z}} \sqrt{\frac{1}{2R_{\rho z}}}\,\mathrm{tg}\beta_k. \quad (4)$$

Для того чтобы определить накопленную интенсивность деформации в заготовке по окончании деформации, следует в выражении (4) второе слагаемое умножить на 2.

По кривой упрочнения материала находим среднее значение интенсивности σ_i напряжения в очаге деформации: $\sigma_i = \sigma_{i0} + A\varepsilon_{icp}^n$, где σ_{i0}, A и n — параметры кривой упрочнения; ε_{icp} — средняя интенсивность деформации в очаге деформации.

Для определения напряжений в очаге деформации используем уравнения теории пластического течения анизотропного материала:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_z - \sigma_\theta &= \frac{2}{3}\frac{\sigma_i}{\xi_i} \frac{(R_\theta R_z + R_z + R_\theta)(R_z \xi_z - R_\theta \xi_\theta)}{R_z R_\theta (R_z + 1 + R_\theta)}; \\ \sigma_\theta - \sigma_\rho &= \frac{2}{3}\frac{\sigma_i}{\xi_i} \frac{(R_\theta R_z + R_z + R_\theta)(\xi_\theta - R_z \xi_\rho)}{R_z (R_z + 1 + R_\theta)}; \\ \sigma_\rho - \sigma_z &= \frac{2}{3}\frac{\sigma_i}{\xi_i} \frac{(R_\theta R_z + R_z + R_\theta)(R_\theta \xi_\rho - \xi_z)}{R_\theta (R_z + 1 + R_\theta)}; \\ \tau_{\rho z} &= \frac{1}{3}\frac{\sigma_i}{\xi_i} \frac{(R_\theta R_z + R_z + R_\theta)}{R_{\rho z} R_z} \xi_{\rho z} \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

и уравнения равновесия в цилиндрической системе координат:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial \sigma_\rho}{\partial \rho} + \frac{\partial \tau_{\rho z}}{\partial z} + \frac{\sigma_\rho - \sigma_\theta}{\rho} = 0; \\ &\frac{\partial \sigma_\theta}{\partial \theta} = 0; \\ &\frac{\partial \tau_{z\rho}}{\partial \rho} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\tau_{z\rho}}{\rho} = 0, \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

где σ_ρ, σ_θ, σ_z, $\tau_{\rho z}$ — нормальные и касательное напряжения, являющиеся функциями ρ и z.

Рассмотрим третье уравнение из системы уравнений равновесия (6). Используя выражения (5) и формулу $\xi_{\rho z}$ из выражений (2), получим:

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{1}{3}\frac{\sigma_{icp}}{\xi_{icp}} \frac{R_\theta R_z + R_z + R_\theta}{R_{\rho z} R_z} [F_{\rho z}(\rho, z)]_\rho +$$
$$+ \frac{1}{3}\frac{\sigma_{icp}}{\xi_{icp}} \frac{R_\theta R_z + R_z + R_\theta}{R_{\rho z} R_z} \frac{F_{\rho z}(\rho, z)}{\rho} = 0, \quad (7)$$

где $F_{\rho z}(\rho, z) = \frac{1}{2} v_0 \frac{U}{v}$; $(F_{\rho z}(\rho, z))_\rho = \frac{\partial}{\partial \rho} F_{\rho z}(\rho, z) = \frac{1}{2} v_0 \times$

$$\times \frac{s_0 \mathrm{tg}^2\alpha[9\rho^2 s_0 - 8(l-z)\rho_\text{п}\rho\mathrm{tg}\alpha + 2\rho_\text{п}\rho s_0 - 3\rho_\text{п}^2 s_0]}{(\rho+\rho_\text{п})^2[s_0-(l-z)\mathrm{tg}\alpha]^4} -$$

$$- \frac{1}{2} v_0 \frac{s_0 \mathrm{tg}^2\alpha(\rho^2-\rho_\text{п}^2)[3\rho s_0 - 4(l-z)\rho_\text{п}\mathrm{tg}\alpha + \rho_\text{п} s_0] -}{(\rho+\rho_\text{п})^4[s_0-(l-z)\mathrm{tg}\alpha]^8} \to$$

$$\to \frac{-2s_0\rho_\text{п}(l-z)\mathrm{tg}\alpha[s_0-(l-z)\mathrm{tg}\alpha]^2 2(\rho+\rho_\text{п})[s_0-(l-z)\mathrm{tg}\alpha]^4}{}.$$

Представив уравнение (7) в виде конечных разностей и разрешив его относительно искомого напряжения, получим выражения для напряжения σ_z. Для интегрирования этого уравнения следует сформулировать граничные условия. В соответствии с выбранной кинематикой течения на входе в очаг деформации и выходе из него направление течения изменяется от вертикального до наклонного к осевой под углом β, что связано с разрывом тангенциальной составляющей скорости v_ρ течения. Изменение направления течения учитывается коррекцией осевого напряжения на границе очага деформации методом баланса мощностей [1, 2]:

$$\Delta\sigma_z = \tau_{s\rho z}\sin\beta\cos\beta. \qquad (8)$$

Заметим, что угол β на входе в очаг деформации определяется формулой $\mathrm{tg}\beta = \mathrm{tg}\alpha(\rho - \rho_\text{п})/s_0$, а при выходе из него — формулой $\mathrm{tg}\beta = \mathrm{tg}\alpha(\rho - \rho_\text{п})/s_1$.

Выражение (8) является граничным условием уравнения (7) при $z = l$. Компоненты σ_ρ, σ_θ и $\tau_{\rho z}$ напряжений определяются из уравнений (5).

Силовые режимы процесса вытяжки с утонением толстостенных деталей определяются следующим образом.

Составляющая силы для преодоления трения на матрице имеет вид:

$$P_{z1k} = \pi\mu_\text{м}\sigma_{n\text{м.ср}}\left(\rho_\text{п} + \frac{s_0+s_1}{2}\right) l.$$

Сила, соответствующая разгружению стенки изделия, определяется по формуле $P_{z2k} = \pi\mu_\text{п}\sigma_{n\text{п.ср}}\rho_\text{п} l$.

Сила, передающаяся на стенку изделия, $P_\text{ст} = 2\pi \int\limits_{\rho_\text{п}}^{\rho_\text{п}+s_1} \sigma_z(\rho)\rho\mathrm{d}\rho + P_{z1k}$.

Сила вытяжки $P = 2\pi \int\limits_{\rho_\text{п}}^{\rho_\text{п}+s_1} \sigma_z(\rho)\rho\mathrm{d}\rho + P_{z1k} + P_{z2k}$,

где $\sigma_{n\text{м.ср}} = \frac{1}{L}\int\limits_0^L \sigma_{n\text{м}}(L)\mathrm{d}L$; $L = \frac{l}{\cos\alpha}$; $\sigma_{\rho\text{п.ср}} = \frac{1}{l}\int\limits_0^l \sigma_{\rho\text{п}}(l)\mathrm{d}l$.

Величину $\sigma_{n\text{м}}$ находим по формуле преобразования компонент напряжений при переходе от одной системы координат к другой как $\sigma_{n\text{м}} = \sigma_\rho\cos^2\alpha + \sigma_z\sin^2\alpha - \tau_{\rho z}\sin 2\alpha$.

Приведенные выражения позволяют определить влияние анизотропии механических свойств материала заготовки, а также технологические параметры, геометрические размеры заготовки и детали, степень деформации, угол конусности матрицы, условия трения контактных поверхностей инструмента и заготовки на кинематику течения материала, напряженно-деформированное состояние заготовки, силовые режимы и предельные возможности формоизменения.

Результаты исследований. Были выполнены расчеты вытяжки с утонением стенки толстостенных цилиндрических заготовок из различных материалов, значения механических показателей которых приведены в таблице [4], при следующих размерах заготовок: $s_0 = 4$ мм; $D_0 = 40$ мм.

Зависимости изменения относительного осевого напряжения $\bar{\sigma}_z = P_\text{ст}/[\pi(2\rho_\text{п} - s_1)s_1\sigma_{i0}]$ и силы $\bar{P} = P/[\pi(D_0 - s_0)s_0\sigma_{i0}]$ от угла α конусности матрицы при вытяжке с утонением стенки полых цилиндрических заготовок из стали 11ЮА при $D_0 = 2\rho_0$ представлены на рис. 2. Анализ полученных зависимостей (рис. 2, *а*) показал, что с увеличением угла α конусности матрицы, уменьшением коэффициента m_s утонения и отношения D_0/s_0, а также с увеличением коэффициентов трения на контактных поверхностях инструмента относительное осевое напряжение $\bar{\sigma}_z$ возрастает. Установлено, что при вытяжке с утонением стенки толстостенных заготовок оптимальные углы конусности матрицы, соответствующие наименьшей силе P (рис. 2, *б*), составляют $12 \div 18°$. С увеличением коэффициента m_s утонения и отношения D_0/s_0 при уменьшении коэффициентов трения на контакт-

Значения механических показателей свойств различных материалов

Материал	σ_{i0}, МПа	A, МПа	n	R_z	R_θ	$R_{\rho z}$	Ω	U	a_0	a_1	a_2
Сталь 08кп	268,66	329,5	0,478	0,817	0,783	2,999	1,791	−0,946	0,471	0,169	0,143
Сталь 11ЮА	220,0	425,4	0,58	0,92	1,25	2,800	6,2	−0,946	0,505	−0,132	−0,145
Латунь Л63	214,94	509,07	0,575	0,666	0,750	2,479	4,640	−0,769	0,793	−0,279	−0,246
Алюминиевый сплав АМг6М	29,20	151,83	0,440	0,67	0,540	2,805	2,148	−1,230	0,417	0,217	0,338

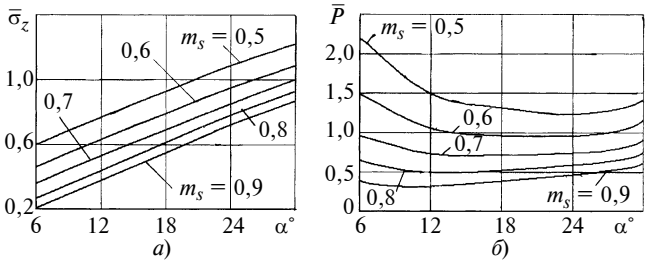


Рис. 2. Зависимости изменения $\bar{\sigma}_z$ (*а*) и $\bar{P}$ (*б*) от α ($\mu_м$ = 0,05; $\mu_п$ = 0,1)

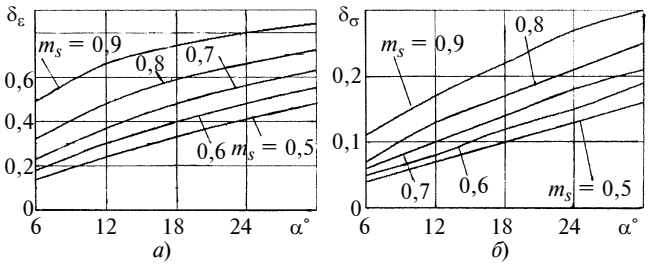


Рис. 3. Зависимости изменения δ_ε (*а*) и δ_σ (*б*) от α (латунь Л63; D_0 = 40 мм; s_0 = 4 мм; $\mu_м$ = 0,05; $\mu_п$ = 0,1)

ной поверхности матрицы ($\mu_м$) и пуансона ($\mu_п$) относительная сила $\bar{P}$ уменьшается.

Исследованы неоднородность интенсивности деформации и механические показатели, а также накопление микроповреждений ω_e в стенке цилиндрической детали после вытяжки с утонением. Зависимости изменения относительной неоднородности интенсивности деформации $\delta_\varepsilon = (\varepsilon_{i\max} - \varepsilon_{i\min})/\varepsilon_{i\min}$ и сопротивления материала пластическому деформированию $\delta_\sigma = (\sigma_{i\max} - \sigma_{i\min})/\sigma_{i\min}$ по толщине цилиндрической детали, изготовленной из латуни Л68, от угла α конусности матрицы представлены на рис. 3. Здесь $\varepsilon_{i\max}$, $\varepsilon_{i\min}$ и $\sigma_{i\max}$, $\sigma_{i\min}$ — максимальные и минимальные интенсивности соответственно деформации и напряжения по толщине стенки детали.

Анализ полученных зависимостей показал, что неоднородность интенсивности δ_ε деформации в стенке детали с уменьшением угла α конусности матрицы и коэффициента m_s утонения уменьшается, что указывает на более благоприятные условия формирования механических свойств материала стенки изделия. Установлено, что увеличение угла α и уменьшение коэффициента m_s приводят к увеличению максимального накопления повреждаемости ω_e на выходе из очага пластической деформации.

Предельные значения деформации определяли по максимальному значению растягивающего напряжения σ^*_{sz} с учетом упрочнения на выходе из очага пластической деформации (первый критерий):

$$\left.\begin{aligned} &\sigma_{z\text{ср}} \leqslant \sigma^*_{sz}; \\ &\sigma_{z\text{ср}} = \frac{P_{\text{ст}}}{\pi s_1(s_1 + 2\rho_п)} \end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

и по степени использования ресурса пластичности (второй критерий):

$$\omega_e = \int \frac{d\varepsilon_i}{\varepsilon_{i\text{пр}}(\sigma/\sigma_i)} \leqslant \chi. \qquad (10)$$

В зависимости от условий эксплуатации и последующей обработки изделия уровень повреждаемости не должен превышать χ. При назначении степени деформации в процессе пластического формоизменения следует учитывать рекомендации по пластичности В. Л. Колмогорова и А. А. Богатова по степени использования запаса, согласно которым для ответственных деталей, подвергающихся после обработки давлением термической обработке (отжиг или закалка), допустимой степенью использования запаса пластичности следует считать ξ = 0,25, а для неответственных деталей — ξ = 0,65.

Предельные значения коэффициента $m_{s\text{пр}}$ утонения определяли в зависимости от угла α, отношения D_0/s_0 и коэффициентов трения на контактных поверхностях рабочего инструмента и заготовки.

Зависимости изменения предельного коэффициента $m_{s\text{пр}}$ утонения, вычисленного по первому (9) и второму (10) критериям разрушения, от угла α и отношения D_0/s_0 для стали 11ЮА приведены на рис. 4, где *1* — зависимость $m_{s\text{пр}}$, определяемого по максимальному осевому напряжению σ_z на выходе из очага пластической деформации [выражения (9)]; *2* — зависимость $m_{s\text{пр}}$, определяемого по степени использования ресурса пластичности [выражения (10)] при χ = 0,25; *3* — то же при χ = 0,65; *4* — то же при χ = 1,0. Расчеты выполнены при $\mu_п$ = 0,1; $\mu_м$ = 0,05; s_0 = 4 мм; D_0 = 40 мм. Зависимости *1—4* устанавливают возможности деформирования заготовки в зависимости от технических требований на изделие.

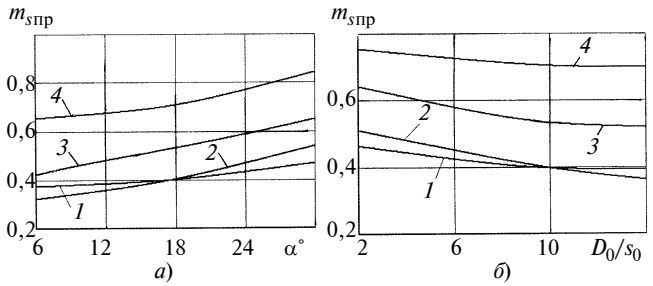


Рис. 4. Зависимости изменения $m_{s\text{пр}}$ от α и D_0/s_0
(*а* — D_0/s_0 = 10; *б* — α = 18°)

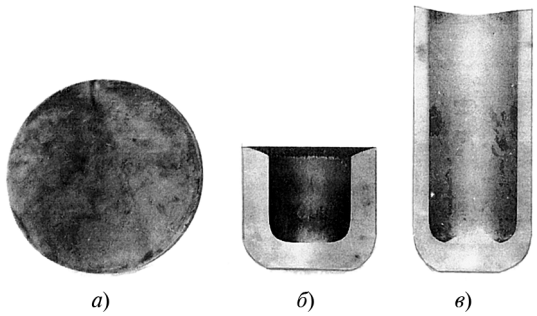


Рис. 5. Заготовка (*а*) и полуфабрикаты после комбинированной вытяжки (*б*) и вытяжки с утонением стенки (*в*)

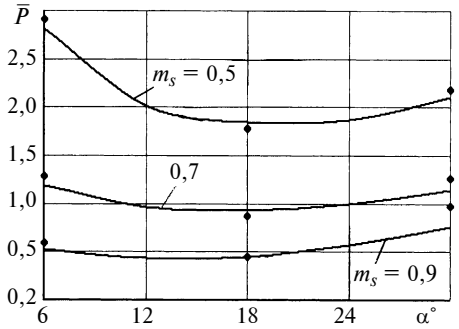


Рис. 6. Зависимости изменения относительной силы $\bar{P}$ и $\bar{P}_{эксп}$ от α

Анализ полученных результатов показал, что с увеличением угла конусности матрицы и коэффициента трения $\mu_м$ на контактной поверхности матрицы, уменьшением отношения D_0/s_0 предельный коэффициент $m_{sпр}$ утонения увеличивается. Так, увеличение угла α от 6° до 30° приводит к увеличению $m_{sпр}$ на 45 %. Уменьшение отношения D_0/s_0 с 14 до 2 приводит к увеличению $m_{sпр}$ на 30 %. Показано, что предельные формоизменения при вытяжке с утонением осесимметричных деталей ограничиваются как допустимым накоплением микроповреждений, так и максимальным осевым напряжением на выходе из очага пластической деформации, что зависит от механических свойств исходного материала и технологических параметров процесса деформирования.

Предельное деформирование при вытяжке с утонением осесимметричных деталей из стали 11ЮА при $\alpha < 18°$ ограничивается максимальным осевым напряжением на выходе из очага пластической деформации (см. рис. 4), а при $\alpha > 18°$ — накопленными микроповреждениями $\chi = 1$. При вытяжке осесимметричных деталей из алюминиевого сплава АМг6М наблюдается обратное. Предельное деформирование при $\alpha < 18°$ ограничивается накопленными микроповреждениями ($\chi = 1$), а при $\alpha > 18°$ — максимальным осевым напряжением на выходе из очага пластической деформации.

Полученные результаты согласуются с экспериментальными данными.

Экспериментальные исследования силовых режимов вытяжки с утонением стенки тонкостенных цилиндрических деталей из стали 11ЮА выполнялись на гидравлическом прессе П459. В качестве смазки использовали фосфатирование заготовок с последующим их омыливанием. Деформирование фиксировали с помощью тензометрической аппаратуры. Для каждой группы фиксированных параметров проводили по шесть опытов и вычисляли среднеарифметические значения максимальной силы. Заготовка и полуфабрикаты после вытяжки с утонением стенки представлены на рис. 5.

Зависимости изменения относительных сил $\bar{P} = P/[\pi(2\rho_п - s_0)s_0\sigma_{i0}]$ и $\bar{P}_{эксп} = P_{эксп}/[\pi(2\rho_п - s_0)s_0\sigma_{i0}]$ от угла α при фиксированных значениях коэффициента утонения m_s приведены на рис. 6, где точками показаны экспериментальные данные ($\bar{P}_{эксп}$), линиями — результаты теоретических исследований.

Механические свойства стали 11ЮА приведены в таблице. В расчетах принимали $\mu_м = 0{,}05$; $\mu_п = 0{,}1$. Анализ результатов теоретических расчетов и экспериментальных данных показал их удовлетворительное согласование — максимальное расхождение не превышает 10 %.

Изучение механических свойств исследуемого материала выявило значительные резервы интенсификации данного технологического процесса. Полученные результаты позволили сократить число операций вытяжки до четырех, что уменьшает трудоемкость на 30 % и энергоемкость изготовления толстостенных заготовок на 15 % ввиду уменьшения числа промежуточных термохимических операций. При этом выдерживаются все требования к изделию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Попов Е. А.** Основы теории листовой штамповки. М.: Машиностроение, 1968. 283 с.

2. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.

3. **Гречников Ф. В.** Деформирование анизотропных материалов. М.: Машиностроение, 1998. 446 с.

4. **Яковлев С. П., Яковлев С. С., Андрейченко В. А.** Обработка давлением анизотропных материалов. Кишинев: Квант, 1997. 331 с.

5. **Колмогоров В. Л.** Механика обработки металлов давлением. Екатеринбург: Уральский ГТУ, 2001. 836 с.

6. **Богатов А. А., Мижирицкий О. И., Смирнов В. С.** Ресурс пластичности металлов при обработке давлением. М.: Металлургия, 1984. 144 с.

7. **Богатов А. А.** Механические свойства и модели разрушения металлов. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ—УПИ, 2002. 329 с.

УДК 621.7

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГУПИ)

Изменение геометрии цилиндрической заготовки при осадке с контактным трением

Проанализированы закономерности изменения формы боковой поверхности цилиндрической заготовки в процессе осадки с контактным трением. Впервые получены теоретические формулы, описывающие в явном виде изменение бочкообразной боковой поверхности заготовки в ходе деформации. Высокая точность расчетных формул подтверждена сопоставлением с многочисленными экспериментальными данными.

Ключевые слова: осадка, цилиндр, деформация, бочкообразность, трение.

The regularities of change of lateral surface form of a cylindrical workpiece at yielding with contact friction have been analyzed. The first theoretical formulae, describing in an explicit form the change of barrel-shaped lateral surface of the workpiece during the deformation process, have been obtained. High accuracy of the design formulae is justified by comparison with numerous experimental data.

Keywords: yielding, cylinder, deformation, barreling, friction.

Большое значение детальных исследований процесса осадки обусловлено тем, что теория данного процесса является базовой для создания конкретных теоретических методик расчета технологических параметров разнообразных процессов ковки, объемной штамповки и прокатки [1—4]. В частности, важным показателем многих процессов является неравномерность деформации, характеризуемая прежде всего искажением формы свободных поверхностей заготовки. Геометрия этих поверхностей может быть значимой и для получения определенных изделий требуемой конфигурации и размерной точности, и для прогнозирования возможности разрушения.

Рассмотрим изменение формы в процессе осадки заготовки умеренной относительной высоты $h_0/d_0 \leqslant 2 \div 2{,}5$, при которой отсутствует двойное бочкообразование.

Если контактное трение между заготовкой и инструментом отсутствует (идеальная осадка), то боковая поверхность заготовки в процессе деформации будет сохранять свою исходную цилиндрическую форму. Но при реальной осадке между торцами заготовки и инструментом всегда имеются силы трения, которые приводят к тому, что боковая поверхность цилиндрической заготовки в процессе осадки приобретает бочкообразную форму.

Сначала рассмотрим закономерности бочкообразования с обобщенных физических позиций, а затем дадим математическое описание этих закономерностей.

Контактное трение на торцах заготовки тормозит перемещение металла в радиальном направлении. Это торможение особенно сильно проявляется в областях **1** затрудненной деформации (рис. 1), прилегающих к поверхностям контакта с инструментом. В соответствии с принципом Сен-Венана, по мере удаления от контактных поверхностей влияние сил внешнего трения, сдерживающее течение металла в радиальном направлении, затухает, в результате чего срединные слои в области **2** расширяются быстрее приконтактных, образуя бочкообразность боковой поверхности заготовки (рис. 1, *а*, справа от оси). Ясно, что чем больше величина коэффициента контактного трения, тем большее сдерживающее влияние будет оказывать это трение на радиальное течение в областях **1** и, соответственно, тем большую выпуклость будет приобретать боковая поверхность заготовки.

По мере сближения осаживающих плит друг с другом области **1** также сближаются и влияние контактного трения охватывает все большую часть высоты заготовки. Это приводит к некоторому выравниванию условий радиального течения по высоте и уменьшению интенсивности увеличения выпуклости боковой поверхности заготовки. После соприкосновения областей затрудненной деформации друг с другом (рис. 1, *б*, слева от оси) в них развивается интенсивное радиальное течение металла, повышающее равномерность деформации по высоте и уменьшающее бочкообразность (рис. 1, *б*, справа от оси). Уменьшению выпуклости бочки на данной стадии осадки дополнительно способствует и интересное явление перехода частиц металла с боковой поверхности заготовки на контактную, которое будет подробно рассмотрено далее.

Поскольку у относительно низких заготовок высота области **2** будут меньше, то области **1** сблизятся друг с другом быстрее, чем у высоких заготовок. Поэтому стадия выравнивания радиального течения у заготовок с меньшим отношением высоты к диаметру

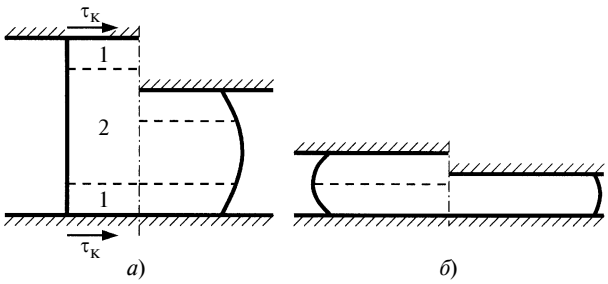


Рис. 1. Схема изменения выпуклости боковой поверхности заготовки в процессе осадки

h_0/d_0 начнется раньше, чем у заготовок с бóльшим отношением h_0/d_0, и бочкообразность, соответственно, будет меньше.

Попытки теоретически определить изменения формы боковой поверхности осаживаемой заготовки предпринимались неоднократно (см., например, работы [1—4]). Но ни в одном известном автору теоретическом исследовании не получены окончательные формулы, описывающие форму боковой поверхности в явном виде. Все известные решения сводятся к уравнениям, которые предлагается решать с помощью компьютера численными методами. Это сильно затрудняет или вообще исключает возможность практического применения известных теоретических исследований.

Кроме того, ни в одной из известных работ, за исключением работы [1], нет конкретного сопоставления результатов теоретических расчетов с опытными данными (просто указано, что они согласуются удовлетворительно), а конкретное сопоставление, представленное в работе [1], показывает, что точность теоретических расчетов не очень высока. Поэтому автор считает необходимым восполнить данный пробел в теории обработки металлов давлением.

Определение формы боковой поверхности заготовки при осадке с одинаковым трением по торцам является вариационной задачей, для решения которой используем метод В. Ритца. Материал считаем идеальным жестко-пластическим. Мощности и силовые параметры решения представим в относительном виде: по отношению к напряжению текучести σ_s осаживаемого материала.

В работе [5] получены следующие общие выражения скоростей пластического течения при осадке, удовлетворяющие условию несжимаемости и возможным граничным условиям:

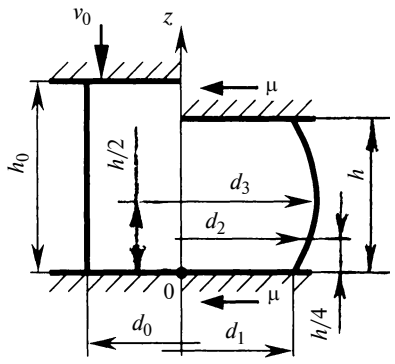


Рис. 2. Расчетная схема формоизменения при осадке

$$\begin{cases} v_z = f(z); \\ v_\rho = \dfrac{\partial f(z)}{\partial z}\dfrac{\rho}{2}, \end{cases} \qquad (1)$$

где z и ρ — осевая и радиальная координаты в цилиндрической системе координат; v_z и v_ρ — осевая и радиальная скорости движения частиц металла.

Поскольку в рассматриваемой задаче (рис. 2) боковая поверхность заготовки отличается от цилиндрической, то скорость v_ρ должна зависеть от координаты z. В соответствии с общими выражениями (1) скоростей течения выберем кинематически возможные скорости в виде:

$$\begin{cases} v_z = -v_0\left[a\dfrac{z}{h} + (1-a) \times \right. \\ \qquad \left. \times \left(3\dfrac{z^2}{h^2} - 2\dfrac{z^3}{h^3}\right)\right]; \\ v_\rho = v_0\left[\dfrac{a}{h} + \dfrac{6(1-a)}{h^2} \times \right. \\ \qquad \left. \times \left(z - \dfrac{z^2}{h}\right)\right]\dfrac{\rho}{2}, \end{cases} \qquad (2)$$

где v_0 — средняя скорость перемещения осаживающего инструмента; a — варьируемый параметр, подлежащий определению.

При таком выборе тождественно удовлетворяются имеющиеся граничные условия для осевой скорости: $v_z = 0$ при $z = 0$ и $v_z = -v_0$ при $z = h$. Соблюдаются также и условия симметрии радиальной скорости относительно срединной плоскости поперечного сечения: $v_\rho|_{z=0} = v_\rho|_{z=h}$ и $v_\rho = v_{\rho\max}$ при $z = h/2$.

Подставив выражения (2) в систему уравнений Коши:

$$\begin{cases} \xi_\rho = \partial v_\rho/\partial\rho; \\ \xi_\theta = v_\rho/\rho; \\ \xi_z = \partial v_z/\partial z; \\ \eta_{\rho z} = \partial v_\rho/\partial z + \partial v_z/\partial\rho, \end{cases} \qquad (3)$$

найдем скорости деформаций:

$$\begin{cases} \xi_z = -\dfrac{v_0}{h}\left[a + \dfrac{6(1-a)}{h} \times \right. \\ \qquad \left. \times \left(z - \dfrac{z^2}{h}\right)\right]; \\ \xi_\rho = \xi_\theta = \dfrac{v_0}{2h}\left[a + \dfrac{6(1-a)}{h} \times \right. \\ \qquad \left. \times \left(z - \dfrac{z^2}{h}\right)\right]; \\ \eta_{\rho z} = \dfrac{3v_0(1-a)}{h^2}\left(1 - \dfrac{2z}{h}\right)\rho. \end{cases} \qquad (4)$$

Подставив формулы (4) в выражение

$$\xi_i = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{(\xi_z - \xi_\rho)^2 + (\xi_\rho - \xi_\theta)^2 + (\xi_\theta - \xi_z)^2 + \frac{3}{2}\eta_{\rho z}^2},$$

определим интенсивность скоростей деформации:

$$\xi_i = \frac{v_0}{h}\sqrt{\left[a + \frac{6(1-a)}{h}\left(z - \frac{z^2}{h}\right)\right]^2 + \frac{3(1-a)^2}{h^2}\left(1 - \frac{2z}{h}\right)^2\rho^2}. \qquad (5)$$

Для вычисления мощности W_σ внутренних сил используем формулы из работы [6] и теорему о среднем значении интеграла:

$$W_\sigma = \iiint\limits_V \xi_i \mathrm{d}V = \frac{1}{\xi_{i\text{ср}}}\iiint\limits_V \xi_i^2\,\mathrm{d}V, \qquad (6)$$

где V — объем заготовки.

Примем

$$\xi_{i\text{ср}} = v_0/h, \qquad (7)$$

что соответствует осадке без трения ($a = 1$) и приведет к несколько завышенной оценке первоначального интеграла. Тогда с учетом формулы (5)

$$W_\sigma = \frac{1}{v_0/h}\int_0^{d/2}\int_0^{h}\left(\frac{v_0}{h}\right)^2\left\{\left[a + \frac{6(1-a)}{h}\left(z - \frac{z^2}{h}\right)\right]^2 + \frac{3(1-a)^2}{h^2}\times\left(1 - \frac{2z}{h}\right)^2\rho^2\right\}2\pi\rho\mathrm{d}\rho\mathrm{d}z = v_0\pi d^2 \times \left[\frac{a^2 - 2a + 6}{20} + \frac{(1-a)^2 d^2}{32h^2}\right], \quad (8)$$

где d — средний диаметр заготовки, определяемый по условию постоянства объема.

Учитывая, что $\xi_\rho = \xi_\theta$ и, соответственно, коэффициент Лоде $\beta = 1$, по выражению $W_\tau = \beta\mu\iint_{S_к} v_к \mathrm{d}S$ ($S_к$ — площадь поверхности контакта, $v_к$ — скорость течения на поверхности контакта) с учетом второго равенства системы (2) находим мощность W_τ сил контактного трения. Для упрощения, в силу равенства коэффициентов трения удваиваем мощность сил контактного трения на нижнем торце, т. е. при $z = 0$:

$$W_\tau = 2\mu\int_0^{d/2}\frac{v_0 a\rho}{2h}2\pi\rho\mathrm{d}\rho = \frac{v_0\pi\mu d^3 a}{12h}. \quad (9)$$

Суммируя выражения (8) и (9), находим общую мощность деформации:

$$W_q = \frac{v_0\pi d^2}{4}\left[\frac{a^2 - 2a + 6}{5} + \frac{(1-a)^2 d^2}{8h^2} + \frac{\mu d a}{3h}\right]. \quad (10)$$

Из условия минимума этой мощности $\partial W_q/\partial a = 0$ находим искомый параметр:

$$a = 1 - \frac{20\mu d/h}{3[8 + 5(d/h)^2]}. \quad (11)$$

Из второго выражения системы (2) видно, что в рассматриваемой модели при $a = 1$ скорость v_ρ не зависит от z, т. е. заготовка в процессе осадки сохраняет цилиндрическую форму. Чем больше параметр a отличается от 1, тем больше будет разница радиальных скоростей течения на поверхностях контакта и в срединном поперечном сечении заготовки и, соответственно, тем больше будет разница между диаметром торцов и диаметром средней части заготовки. При отсутствии трения, т. е. при $\mu = 0$, параметр $a = 1$ и, следовательно, заготовка в процессе осадки сохраняет цилиндрическую форму. При увеличении коэффициента трения μ параметр a будет уменьшаться и, соответственно, бочкообразность заготовки будет увеличиваться.

Представленный на рис. 3 график изменения параметра a показывает, что для заготовки с отношением $d/h = 0$ параметр $a = 1$, будет иметь место выровненное течение. Это очевидно, так как при $d = 0$ площадь контактной поверхности также равна нулю, т. е. независимо от величины коэффициента трения μ сила трения будет отсутствовать.

При увеличении отношения d/h параметр a сначала уменьшается, а затем после достижения минимального значения при $d/h = 1{,}265$ при дальнейшем увеличении отношения d/h параметр a начинает увеличиваться, асимптотически приближаясь к 1. Таким образом, при большой осадке течение и, соответственно, боковая поверхность будут выравниваться.

При осадке низких заготовок (с бóльшим отношением d/h) параметр a быстрее пройдет свое экстремальное значение и поэтому бочкообразность будет меньше, чем при осадке высоких заготовок.

Из условия постоянства объема следует, что $d^2 h = d_0^2 h_0$. Перепишем это выражение в виде $d^2h^3/h^2 = d_0^2 h_0^3/h_0^2$, найдем:

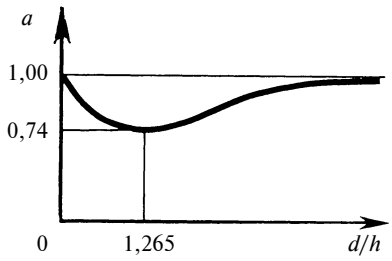


Рис. 3. Изменение параметра *a* при μ = 0,5

$$\frac{d}{h} = \frac{d_0}{h_0}\sqrt{\left(\frac{h_0}{h}\right)^3}. \quad (12)$$

Для упрощения определения формы боковой поверхности заготовки будем считать, что параметр a в процессе осадки не меняется и определяется средним значением d/h, которое с учетом выражения (12) можно найти по формуле

$$\left(\frac{d}{h}\right)_{ср} = \frac{1}{2}\left(\frac{d_0}{h_0} + \frac{d}{h}\right) = \frac{d_0}{2h_0}\left[1 + \sqrt{\left(\frac{h_0}{h}\right)^3}\right]. \quad (13)$$

Связь между текущим и начальным радиусами находится с помощью уравнения

$$d\rho = v_\rho \mathrm{d}t, \quad (14)$$

которое с учетом второго выражения системы (2) приводится к виду:

$$\frac{\mathrm{d}\rho}{\rho} = \frac{v_0}{2h}\left[a + 6(1-a)\times\left(\frac{z}{h} - \frac{z^2}{h^2}\right)\right]\mathrm{d}t. \quad (15)$$

Это уравнение надо решать с учетом того, что

$$h = h_0 - v_0 t. \quad (16)$$

Так как текущая координата z зависит от h и далее будет задаваться пропорционально этой величине, например $z = h$ и т. п., можно считать, что в формуле (15) выражение в квадратных скобках не зависит от времени t. С учетом этого получаем уравнение

$$\int \frac{d\rho}{\rho} = \frac{1}{2}\left[a + 6(1-a) \times \right.$$

$$\left. \times \left(\frac{z}{h} - \frac{z^2}{h^2}\right)\right] \int \frac{v_0 dt}{h_0 - v_0 t}, \quad (17)$$

из которого находим:

$$\rho = \frac{C_1}{(h_0 - v_0 t)^{\frac{1}{2}\left[a + 6(1-a)\left(\frac{z}{h} - \frac{z^2}{h^2}\right)\right]}}. \quad (18)$$

Произвольную постоянную C_1 находим из начального условия $\rho = \rho_0$ при $t = 0$:

$$C_1 = \rho_0 h_0^{\frac{1}{2}\left[a + 6(1-a)\left(\frac{z}{h} - \frac{z^2}{h^2}\right)\right]}. \quad (19)$$

Подставив выражение (19) в формулу (18) и учтя равенство (16), окончательно получим:

$$\rho = \rho_0 \left(\frac{h_0}{h}\right)^{\frac{1}{2}\left[a + 6(1-a)\left(\frac{z}{h} - \frac{z^2}{h^2}\right)\right]}. \quad (20)$$

С учетом того что для боковой поверхности текущая координата $\rho = d/2$, а начальная координата $\rho_0 = d_0/2$, выражение (20) конкретизируется в виде:

$$d = d_0 \left(\frac{h_0}{h}\right)^{\frac{1}{2}\left[a + 6(1-a)\left(\frac{z}{h} - \frac{z^2}{h^2}\right)\right]}. \quad (21)$$

Полученное выражение полностью описывает форму боковой поверхности осаживаемой заготовки.

Для практического описания формы боковой поверхности достаточно вычислить по выражению (21) диаметры трех сечений заготовки (см. рис. 2):

$$d_3 = d_0(h_0/h)^{(3-a)/4} \text{ при } z = h/2; \quad (22)$$

$$d_2 = d_0(h_0/h)^{(9-a)/16} \text{ при } z = h/4; \quad (23)$$

$$d_1 = d_0(h_0/h)^{a/2} \text{ при } z = 0. \quad (24)$$

Для проверки точности полученных расчетных формул автором статьи совместно с кандидатом технических наук С. М. Карповым были проведены эксперименты по холодной осадке обезжиренных заготовок из свинца С00, торцы которых для увеличения коэффициента трения натирали мелом. Полученные типовые образцы $1 \div 4$ высотой $h_1 \div h_4$ показаны на рис. 4. Сопоставление теоретических и экспериментальных результатов представлено в табл. 1. Для расчетов последовательно использовались формулы (13), (11) и (22)—(24).

Для проверки возможности использования полученных формул при осадке с упрочнением были проведены эксперименты по холодной осадке обезжиренных заготовок из алюминиевого сплава АД0. Полученные типовые образцы $1 \div 5$ высотой $h_1 \div h_5$ показаны на рис. 5. Сопоставление теоретических и экспериментальных результатов представлено в табл. 2.

Укажем, как проводили достаточно точное определение промежуточного экспериментального диаметра $d_{2э}$, который на сильно осаженных образцах измерить объективно с помощью штангенциркуля весьма затруднительно. Сначала получали цифровую фотографию боковой поверхности образца (без ракурса), которую затем вводили в компьютер и помещали в известную программу "Photoshop". За масштабную базу принимали наиболее объективно измеряемый наибольший диаметр бочки $d_{3э}$, скажем, $d_{3э} = 62{,}6$ мм (см. табл. 2, образец при $h = 3{,}1$ мм). Затем изображение на плоском экране жидкокристаллического монитора увеличивали до любого требуемого, например до $(d_{3э})_{экран} = 313$ мм. Вычисляли масштаб изображения: $m = (d_{3э})_{экран}/d_{3э} = 5$. С помощью имеющихся в колонке "View" масштабных линеек "Rulers" на требуемой высоте $h/4$ проводили цветную горизонтальную линию, а в точках ее пересечения с образующими боковой поверхности образца — две вертикальные цветные линии. С помощью приложенной к экрану линейки с точностью до 0,5 мм измеряли расстояние между вертикальными линиями: $(d_{2э})_{экран} = 310$ мм.

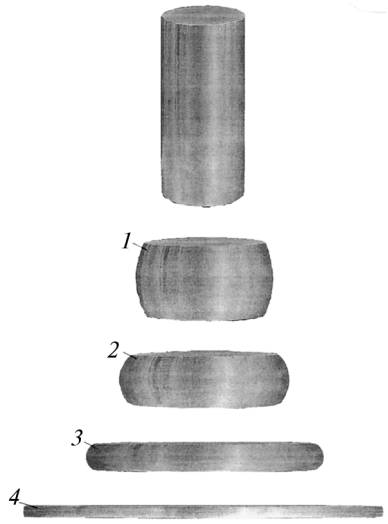


Рис. 4. Изменение формы боковой поверхности цилиндрической заготовки из свинца С00 в процессе холодной осадки без смазывания:
$d_0 = 20$ мм, $h_0 = 40$ мм, $h_1 = 16{,}4$ мм, $h_2 = 10{,}8$ мм, $h_3 = 5{,}6$ мм, $h_4 = 2{,}3$ мм

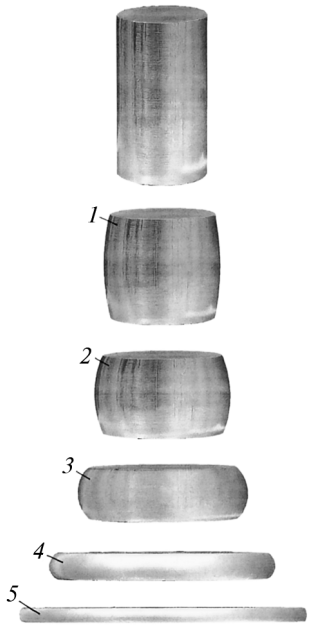


Рис. 5. Изменение формы боковой поверхности цилиндрической заготовки из алюминиевого сплава АД0 в процессе холодной осадки без смазывания:
$d_0 = 20$ мм, $h_0 = 30$ мм, $h_1 = 20{,}3$ мм, $h_2 = 15{,}1$ мм, $h_3 = 9{,}8$ мм, $h_4 = 5{,}2$ мм, $h_5 = 3{,}1$ мм

После этого делением на масштаб ($m = 5$) находили искомый экспериментальный диаметр $d_{2э} = 62{,}0$ мм.

Для большей объективности расчетные данные сопоставили с экспериментальными результатами других исследователей. В табл. 3 представлено сопоставление с экспериментальными данными, приведенными в книге [7, с. 190, рис. 80].

В табл. 4 расчетные данные сопоставлены с результатами измерения образцов, которые были получены А. М. Дмитриевым [8, с. 56, табл. 1.7, 1.8]. В табл. 5 представлено сопоставление с экспериментальными данными, приведенными в работе [3, с. 219, таблица] (материал заготовки в

Таблица 1

Сравнение расчетных и экспериментальных диаметров поперечных сечений при холодной осадке заготовок из свинца С00 (d_0 = 20 мм, μ = 0,5)

h_0, мм	h, мм	$(d/h)_{ср}$	a	d_3, мм	$d_{3э}$, мм	δ_3, %	d_2, мм	$d_{2э}$, мм	δ_2, %	d_1, мм	$d_{1э}$, мм	δ_1, %
50	40,7	0,472	0,827	22,37	22,1	1,2	22,22	22,1	0,5	21,78	21,3	2,2
	32,2	0,587	0,799	25,48	25,3	0,7	25,06	25,0	0,2	23,84	23,1	3,1
	21,9	0,890	0,752	31,81	31,2	1,9	30,61	30,0	2,0	27,28	27,6	1,2
	17,5	1,166	0,737	36,22	35,4	2,3	34,39	34,5	0,3	29,45	30,5	3,6
	12,4	1,819	0,753	43,77	42,6	2,7	41,03	41,5	1,1	33,81	35,4	4,7
	7,4	3,713	0,839	56,14	54,8	2,4	53,00	53,0	0,0	44,58	46,7	4,8
	5,2	6,163	0,896	65,77	63,7	3,1	62,93	62,6	0,5	55,14	58,0	5,2
40	30,7	0,622	0,791	23,15	22,9	1,1	22,91	22,8	0,5	22,21	21,7	2,3
	24,0	0,788	0,763	26,61	26,2	1,5	26,02	25,5	2,0	24,31	23,7	2,5
	16,4	1,202	0,737	33,12	32,2	2,8	31,70	31,5	0,6	27,78	28,0	0,8
	10,8	2,032	0,764	41,59	40,5	2,6	39,24	38,9	0,9	32,97	34,5	4,6
	5,6	5,023	0,875	56,83	55,7	2,0	54,28	54,0	0,5	47,28	51,0	7,9
	2,3	18,382	0,964	85,58	85,5	0,1	83,94	85,5	1,9	79,22	85,1	7,4
30	20,5	0,923	0,749	24,78	24,9	0,5	24,34	24,5	0,7	23,07	22,4	2,9
	12,6	1,558	0,742	32,64	32,4	0,7	31,30	31,5	0,7	27,59	28,6	3,6
	8,7	2,468	0,786	39,68	39,2	1,2	37,76	37,4	1,0	32,53	33,8	3,9
	5,5	4,580	0,865	49,47	48,8	1,3	47,38	46,9	1,0	41,65	43,6	4,7
	4,2	6,697	0,904	56,04	55,4	1,1	54,09	54,5	0,8	48,63	51,4	5,7
20	13,5	1,402	0,738	24,98	24,8	0,7	24,50	24,3	0,8	23,12	23,0	0,5
	8,8	2,213	0,773	31,59	31,2	1,2	30,50	29,9	2,0	27,47	28,0	1,9
	6,4	3,262	0,822	37,19	36,5	1,9	35,81	35,2	1,7	31,95	32,8	2,7
	4,0	6,090	0,895	46,65	46,8	0,3	45,20	46,0	1,8	41,10	43,7	6,3
10	6,8	2,783	0,801	24,72	24,8	0,3	24,37	24,3	0,3	23,34	23,5	0,7
	4,5	4,313	0,858	30,67	30,9	0,7	30,03	30,2	0,6	28,17	28,3	0,5
	2,3	10,066	0,935	42,71	43,0	0,7	41,95	42,0	0,0	39,75	40,7	2,4

Таблица 2

Сравнение расчетных и экспериментальных диаметров поперечных сечений при холодной осадке обезжиренных заготовок из алюминиевого сплава АД0 (h_0 = 30 мм, d_0 = 20 мм, μ = 0,5)

h, мм	$(d/h)_{ср}$	a	d_3, мм	$d_{3э}$, мм	δ_3, %	d_2, мм	$d_{2э}$, мм	δ_2, %	d_1, мм	$d_{1э}$, мм	δ_1, %
20,3	0,932	0,748	24,92	25,1	0,7	24,46	24,4	0,3	23,15	22,5	2,8
15,1	1,267	0,736	29,49	29,2	1,0	28,51	28,5	0,0	25,75	25,9	0,6
9,8	2,119	0,768	37,34	36,8	1,4	35,56	35,7	0,4	30,73	32,1	4,5
5,2	4,952	0,874	50,77	49,2	3,1	48,71	48,8	0,6	43,00	45,8	6,7
3,1	10,368	0,937	64,49	62,6	2,9	62,78	62,0	1,2	57,90	61,6	6,4

Таблица 3

Сравнение расчетных и экспериментальных диаметров поперечных сечений при холодной осадке заготовок из свинца (h_0 = 45 мм, d_0 = 30 мм, μ = 0,5)

h, мм	$(d/h)_{ср}$	a	d_3, мм	$d_{3э}$, мм	δ_3, %	d_2, мм	$d_{2э}$, мм	δ_2, %	d_1, мм	$d_{1э}$, мм	δ_1, %
40,0	0,731	0,772	32,03	30,0	6,4	31,87	30,0	5,9	31,39	29,5	6,0
35,5	0,809	0,761	34,26	33,5	2,2	33,90	33,0	2,6	32,83	31,0	5,6
31,0	0,916	0,750	37,00	36,5	1,3	36,36	36,0	1,0	34,50	32,5	5,8
28,0	1,012	0,743	39,21	42,0	7,1	38,32	40,0	4,4	35,78	35,0	2,2
24,0	1,189	0,737	42,81	46,0	7,4	41,51	44,0	6,0	37,82	39,0	3,1
19,0	1,548	0,742	48,81	50,0	2,4	46,82	49,0	4,7	41,31	43,0	4,1
13,0	2,480	0,787	59,64	60,0	0,6	56,75	58,0	2,2	48,89	52,5	7,4

книге не указан), а в табл. 6 — с экспериментальными данными из книги [1, с. 201, табл. 6].

Результаты многочисленных сопоставлений показывают высокую точность полученных расчетных формул, которые являются простыми и наглядными. Зафиксированное в книге [1] максимальное расхождение экспериментальных данных с результатами расчета с помощью ЭВМ составило 16 %, а среднее — около 10 %. Для тех же экспериментальных данных, включая величину коэффициента трения, приведенных в табл. 6, максимальное расхождение с результатами расчета по выведенным автором статьи формулам составило 4,4 %, а среднее — 1 %.

Высокая точность сохраняется и при расчете формоизменения в процессе осадки упрочняющихся материалов (см. табл. 2 и 4), в том числе и с коэффициентом трения, отличным от 0,5, например равным 0,3 (см. табл. 4).

Вместе с тем анализ табл. 1—3 при $\mu = 0{,}5$ показывает наличие систематических отклонений теоретических результатов от экспериментальных, которые следует обсудить. Из таблиц видно, что на начальной стадии осадки экспериментальный диаметр $d_{1э}$ контактной поверхности оказывается меньше расчетного d_1, а на конечной стадии — больше. Наглядно это показано на рис. 6.

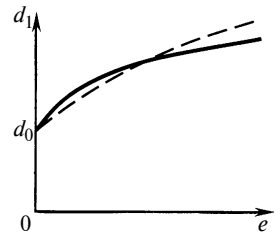


Рис. 6. Изменение диаметра контактной поверхности в процессе осадки:
e — условная степень деформации;
——— — расчет; – – – – — эксперимент

Меньшая величина экспериментального диаметра на начальной стадии объясняется тем, что на данной стадии вблизи контактных поверхностей заготовки образуются куполообразные зоны затрудненной деформации

Таблица 4

Сравнение расчетных и экспериментальных диаметров поперечных сечений при холодной осадке обезжиренных заготовок из алюминиевого сплава АД1 (d_0 = 18 мм)

h_0, мм	h, мм	$(d/h)_{ср}$	a	d_3, мм	$d_{3э}$, мм	δ_3, %	d_2, мм	$d_{2э}$, мм	δ_2, %	d_1, мм	$d_{1э}$, мм	δ_1, %
Смазанные заготовки, $\mu = 0{,}3$												
21,3	5,8	3,396	0,897	35,67	34,5	3,3	34,79	34,2	1,7	32,25	32,6	1,1
17,6	7,2	2,466	0,872	28,96	28,2	2,6	28,35	27,9	1,6	26,57	26,4	0,7
17,6	6,0	3,080	0,889	31,76	30,5	4,0	31,60	30,2	2,8	29,04	28,0	3,6
Обезжиренные заготовки, $\mu = 0{,}5$												
26,6	19,0	0,899	0,751	21,75	21,7	0,2	21,41	21,3	0,5	20,42	19,8	3,1
26,6	16,0	1,064	0,740	23,99	23,7	1,2	23,40	23,4	0,0	21,73	20,8	4,3
21,3	6,3	3,049	0,813	35,03	33,9	3,2	33,57	33,5	0,2	29,54	30,5	3,2
17,6	5,0	3,888	0,845	35,46	34,1	3,8	34,19	33,8	1,1	30,63	31,0	1,2

Таблица 5

Сравнение расчетных и экспериментальных диаметров поперечных сечений при осадке заготовок (d_0 = 30 мм, μ = 0,5)

h_0, мм	h, мм	$(d/h)_{ср}$	a	d_3, мм	$d_{3э}$, мм	δ_3, %	d_2, мм	$d_{2э}$, мм	δ_2, %	d_1, мм	$d_{1э}$, мм	δ_1, %
15	11,3	2,529	0,789	35,08	35,7	1,8	34,69	34,9	0,6	33,55	32,1	4,3
15	7,4	3,886	0,845	43,90	44,8	2,1	43,01	44,8	4,2	40,43	42,4	4,9
10	6,9	4,117	0,582	36,61	37,6	2,7	36,24	36,7	1,3	35,14	34,4	2,1
10	5,2	5,500	0,885	42,39	43,1	1,7	41,80	42,5	1,7	40,07	40,0	0,2

Таблица 6

Сравнение расчетных и экспериментальных диаметров поперечных сечений при горячей осадке заготовок из стали 34ХН1М при температуре 1200 °С (d_0 = 30 мм, μ = 0,5)

h_0, мм	h, мм	$(d/h)_{ср}$	a	d_3, мм	$d_{3э}$, мм	δ_3, %	d_2, мм	$d_{2э}$, мм	δ_2, %	d_1, мм	$d_{1э}$, мм	δ_1, %
60,0	30,9	0,926	0,749	43,58	44,0	1,0	42,24	42,4	1,0	38,46	36,9	4,1
45,0	33,7	0,848	0,756	35,28	35,9	1,7	34,82	35,0	0,5	33,47	32,0	4,4
45,0	22,0	1,308	0,737	44,98	45,3	0,7	43,41	43,3	0,3	39,05	37,7	3,5
30,0	22,6	1,265	0,736	35,22	35,7	1,4	34,73	34,9	0,5	33,30	32,1	3,6
30,0	14,8	1,943	0,759	44,57	44,8	0,5	43,17	43,4	0,5	39,23	39,0	0,6
20,0	13,8	2,059	0,765	36,91	37,6	1,9	36,31	36,7	1,1	34,57	34,4	0,5
20,0	10,4	2,750	0,800	42,99	43,1	0,3	41,94	42,5	1,3	38,97	40,0	2,6
10,0	7,8	3,677	0,838	34,31	35,3	2,9	34,05	34,8	2,2	33,29	33,5	0,6
10,0	4,8	6,011	0,894	44,15	44,0	0,3	43,51	43,5	0,0	41,65	42,0	0,9
6,6	4,5	6,310	0,898	36,69	36,6	0,2	36,42	36,4	0,1	35,63	35,6	0,1
6,6	3,1	9,333	0,930	44,36	44,0	0,8	43,92	43,9	0,0	42,63	43,0	0,9

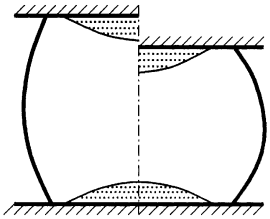


Рис. 7. Зоны затрудненной деформации при осадке

(рис. 7), которые значительно сдерживают увеличение диаметров этих поверхностей. А для упрощения математического решения зоны затрудненной деформации в расчетную схему нами не вводились. Поэтому теоретический расчет для начальной стадии дает немного большую величину диаметра контактной поверхности по сравнению с экспериментальными данными.

Бóльшая величина экспериментального диаметра контактной поверхности на конечной стадии объясняется двумя причинами. Во-первых, на данной стадии в большей части объема зон затрудненной деформации развивается интенсивное пластическое течение в радиальном направлении. Во-вторых, на стадии значительной осадки начинается переход металла с боковой поверхности заготовки на ее контактные торцевые поверхности (рис. 8). Этот переход обусловлен тем, что скорость v_0 движения осаживающего инструмента значительно превышает осевую скорость v_z движения частицы металла на боковой поверхности, в связи с чем инструмент догоняет эту частицу.

В процессе экспериментов со свинцовыми заготовками, исходные торцы которых были натерты мелом, эффект перехода боковой поверхности на контактную в завершающей стадии осадки наблюдался вполне отчетливо: на торце заготовки появлялась периферийная кольцевая зона свежего блестящего металла с полным отсутствием следов мела (рис. 9).

Нетрудно видеть (см. рис. 8, слева от оси), что наибольшую часть перепада срединного и контактного диаметров боковой поверхности заготовки дает участок боковой поверхности, расположенный между точками a и b. При переходе точки b на контактную поверхность (см. рис. 8, справа от оси) участок ab пропадает, и диаметры боковой поверхности интенсивно выравниваются. Между тем переход металла с боковой поверхности на контактную в теоретическом анализе не учитывался, что и обусловливает бóльшую величину экспериментального диаметра контактной поверхности по сравнению с теоретическим значением. Это, соответственно, приводит к тому, что хотя теория и предсказывает в полном согласии с экспериментом начало выравнивания боковой поверхности заготовки при условной степени деформации $e = 0{,}75 \div 0{,}80$, но само выравнивание в действительности происходит существенно быстрее теоретического (рис. 10). При относительной деформации в $e > 0{,}9$ боковая поверхность реальной заготовки практически становится цилиндрической (см. нижний образец на рис. 4).

В работе [7], которой следует и учебник [9], для характеристики закономерностей изменения выпуклости боковой поверхности заготовки в процессе осадки использован относительный объем металла, участвующего в бочкообразовании. Объем области бочкообразования (рис. 11) определяется в виде разности полного объема V_0 заготовки и объема V_1 цилиндра, ограниченного торцевыми поверхностями с текущим диаметром d_1:

$$V_б = V_0 - V_1 = \\ = \pi(d_0^2 h_0 - d_1^2 h)/4. \qquad (25)$$

Относительный объем металла, участвующего в бочкообразовании, в соответствии с работами [7, 9] определяется по формуле

$$\overline{V}_б = \frac{V_б}{V_0} = 1 - \frac{d_1^2 h}{d_0^2 h_0}. \qquad (26)$$

Относительный объем $\overline{V}_б$ металла, участвующего в бочкообразовании, начинает уменьшаться уже при степенях деформации $e = 0{,}25 \div 0{,}55$, однако это обусловлено чисто математической особенностью этого показателя и

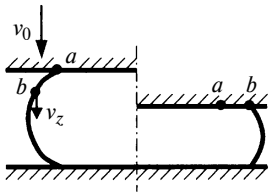


Рис. 8. Схема перехода точки в процессе осадки с боковой поверхности па контактную

Рис. 9. Переход металла с боковой поверхности на торец (темное кольцо) заготовки из свинца С00 в процессе холодной осадки без смазывания:
d_0 = 20 мм, h_0 = 20 мм, h = 6,4 мм

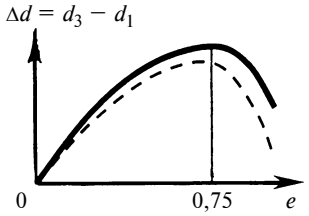


Рис. 10. Изменение разницы Δd срединного d_3 и контактного d_1 диаметров боковой поверхности заготовки в процессе деформации:
——— — расчет; – – – – — эксперимент

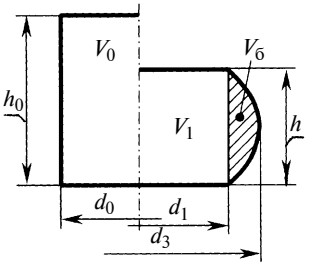


Рис. 11. К определению объема металла, участвующего в бочкообразовании

вовсе не свидетельствует о начале уменьшения выпуклости боковой поверхности, как это иногда неверно полагают. Хотя относительный объем бочкообразования и начинает уменьшаться, но выпуклость боковой поверхности до степени деформации $e = 0{,}75 \div 0{,}80$ еще продолжает увеличиваться.

Поэтому мы использовали для характеристики выпуклости боковой поверхности разницу наибольшего и наименьшего диаметров $\Delta d = d_3 - d_1$. Этот показатель более корректен, прост и нагляден, чем относительный объем металла, участвующего в бочкообразовании. Наш показатель более отчетливо характеризует степень отличия боковой поверхности осаживаемой заготовки от цилиндрической. Для обобщения можно также использовать относительную разницу наибольшего и наименьшего диаметров $\Delta d/d_0 = (d_3 - d_1)/d_0$.

Более затруднительно использовать такой возможный показатель, как условный радиус $R_б$ кривизны боковой поверхности. Этот показатель труднее вычислить, а при построении таблиц и графиков придется иметь дело с большим перепадом значений, поскольку в начальный момент осадки $R_б = \infty$, затем радиус кривизны значительно уменьшается, а после достижения относительной деформации $e = 0{,}75 \div 0{,}80$ вновь начинает увеличиваться, теоретически стремясь к бесконечности, а практически быстро приобретая значение $R_б = \infty$.

Выводы

В результате 177 конкретных числовых сопоставлений с экспериментальными данными можно констатировать, что разработанная теория позволяет описать процесс бочкообразования осаживаемой заготовки с достаточной для практики точностью. Дальнейшее усложнение теоретической модели, учитывающее куполообразные зоны затрудненной деформации и переход металла с боковой поверхности на контактную, представляется вполне возможным, но вряд ли целесообразным, поскольку наибольшие отклонения теоретических и экспериментальных величин контактного диаметра наблюдаются при $e > 0{,}75 \div 0{,}80$. Такие степени деформации при осадке редко применяются на практике. Кроме того, разница расчетного и опытного значений наименьшего диаметра d_1 составляет всего около 10 %, т. е. сравнительно невысока.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Теория** обработки металлов давлением / И. Я. Тарновский, А. А. Поздеев, О. А. Ганаго и др. М.: Металлургиздат, 1963. 672 с.
2. **Степанский Л. Г.** Расчеты процессов обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1979. 215 с.
3. **Шевченко К. Н.** Основы математических методов в теории обработки металлов давлением. М.: Высшая школа, 1970. 351 с.
4. **Математическое** моделирование свободной ковки (осадки) на основе решения вариационной задачи на безусловный экстремум / В. Л. Колмогоров, А. И. Голомидов, С. В. Карпов, В. П. Федотов // Изв. вузов. Черная металлургия. 1981. № 12. С. 94—97.
5. **Воронцов А. Л.** Теория малоотходной штамповки. М.: Машиностроение. 2005. 859 с.
6. **Воронцов А. Л.** Теория штамповки выдавливанием. М.: Машиностроение, 2004. 721 с.
7. **Охрименко Я. М., Тюрин В. А.** Теория процессов ковки. М.: Высшая школа, 1977. 295 с.
8. **Головин В. А., Дмитриев А. М., Воронцов А. Л.** Технология ковки и объемной штамповки. Ч. 2. Малоотходная объемная штамповка. Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 2004. 434 с.
9. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.

Вниманию читателей!

Вышла в свет монография

Математическое моделирование и оптимизация процессов деформирования материалов при обработке давлением. — М.: ЭКОМЕТ, 2008. 400 с.

Авторы:
Чумаченко Е. Н., академик РАЕН, д. т. н., профессор, заслуженный деятель науки РФ, зав. каф. Математического моделирования МИЭМ
Логашина И. В., к. т. н., доцент каф. Математического моделирования МИЭМ
Рецензенты:
Ковалев В. Л., академик РАЕН, д. ф.-м. н., профессор,
Зам. декана мех.-мат. ф-та МГУ им. М. В. Ломоносова
Смирнов О. М., академик РАЕН, д. т. н., профессор, МИСиС. заслуженный деятель науки РФ

Монография посвящена ознакомлению читателей с методами математического моделирования, основанными на постановках задач механики сплошной среды и приемах компьютерного проектирования технологических процессов обработки металлов давлением. Она написана по материалам выполненных авторами научных исследований, получивших признание и широко применяемых в промышленных условиях на предприятиях металлургической, тяжелой, авиационной, оборонной, подшипниковой промышленности и общего машиностроения. В книге представлены оригинальные методики построения компьютерных прогнозов поведения деформируемого материала при прокатке, штамповке и прессовании.

Монография предназначена для специалистов и научных работников в области механики, прикладной математики, математического моделирования и автоматизированного проектирования, информационных технологий, а также для специалистов в области разработки и оптимизации технологических процессов обработки металлов давлением. Результаты приведенных исследований могут представлять интерес для студентов старших курсов и аспирантов, обучающихся по соответствующим направлениям и специальностям.

По вопросу приобретения обращаться:
Тел.: (495) 699-97-85, факс: (495) 755-90-40, e-mail: info@imet.ru

УДК 658

И. П. ДЕЖКИНА, д-р экон. наук, М. И. ЛЕЩЕНКО, д-р. техн. наук, Г. А. ПОТАШЕВА (МГИУ)

Принципы построения структуры управления организацией

Изложены принципы построения структуры управления организацией, впервые рассмотренные в тектологии — науке, исследующей все сферы природы и общества при высочайшей степени абстракции и связи между различными элементами систем без учета специфики элементов.

Из положений общей теории систем установлено, что наряду с основными ее свойствами в построении структуры управления организацией важную роль играет гармония. Рассмотренные принципы построения позволяют повысить эффективность структуры управления организацией.

Ключевые слова: гармония, система, структура управления, тектология, элементы, эмерджентность.

Design principles of the management structure of an organization are stated. These principles have been considered at first in the tectology, representing the science, which researches all spheres of nature and society at highest abstraction degree and interrelation of different elements of the systems without taking into account the element's specificity. It has been stated out of regulations of general theory of systems, that important role in the enterprise control structure design belongs to a concord. The design principles being considered allow enhance the efficiency of the enterprise control structure.

Keywords: concord (harmony), system, control structure, tectology, elements, jemerdzhentnost.

Общие принципы построения организации как системы впервые были рассмотрены в работе [1]. Тектология основана на подходе к исследованию любого явления с точки зрения его организации, на изучении любой системы как совокупности отношений всех ее частей. Тектология определила, что в организации целое превышает сумму частей и тем больше, чем лучше эти части организованы в единое целое.

Основные понятия тектологии — это понятия об элементах и их сочетании. Элементами являются активности — сопротивления, которые могут быть трех типов: организованные, дезорганизованные и нейтральные, отличающиеся лишь, величиной практической суммы их элементов.

Тектология исследует все сферы природы и общества и обладает высочайшей степенью абстракции при рассмотрении связей между различными элементами систем без учета специфики их элементов. Исходным посылом для науки тектологии является необходимость исследования любого явления с точки зрения его организации, изучения любой системы как совокупности отношений всех ее частей и отношений самой системы с внешней средой. Тектология есть общая теория систем — наука об организованности, системности явлений.

Структурное преобразование системы есть изменение внутрисистемных связей, прежде всего наиболее существенных. Исходя из общих законов эволюции и изменения форм, можно сказать, что преобразование системы и пути его осуществления как бы уже заданы в структуре системы и ее отношениях к среде. Поэтому принципиально важна возможность прогнозирования структурных преобразований. Любая заключительная стадия структурного преобразования связана с бóльшим или меньшим числом переходных или промежуточных стадий. Научно предвидеть промежуточные стадии гораздо труднее, чем спрогнозировать конечный результат преобразований.

Все организационные процессы можно свести к двум: соединение — конъюнкция и разъединение — дизъюнкция. Любое соединение частей в целое сопровождается их изменением. Характер и степень изменения и, соответственно, его последствия (результаты) могут быть различными. Выделяют три типа соединений:

1) простое слияние двух систем без существенного их преобразования и появления новых свойств;

2) коллизию — соединение систем, которое приводит к частичному или полному разрушению одной или обеих соединяющихся частей;

3) соединение двух систем, приводящее к глубоким преобразованиям, в результате которых появляются новые эмерджентные свойства системы и образованная совокупность частей приобретает новое качественное определение.

Соединение (конъюнкция) происходит, как правило, на основе общего звена — элемента, входящего в соединяющиеся подсистемы. Объединение на основе общих интересов обозначается термином "цепная связь". Совокупность общих элементов в компонен-

тах, входящих в цепную связь, представляет собой связующее звено, или "связку". Цепная связь может быть однородной (симметричной) и неоднородной (асимметричной). В первом случае системы, входящие в соединение, одинаковы по природе и отношения между ними одинаковые; во втором — компоненты неодинаковые и отношение их друг к другу разное.

Разъединение (дизъюнкция) — разрушение связей, распад системы на отдельные компоненты в результате ослабления или уничтожения цепной связи. Разъединение есть процесс организации новой системы, причем это не возвращение к первоначальному состоянию компонентов, а изменение их качества. Саморазъединение является началом нового организационного процесса.

Число элементов, входящих в систему, как и число связей, является важнейшей характеристикой системы, определяющей ее масштаб и сложность. Следовательно, увеличение или уменьшение числа элементов в системе изменит ее качественную определенность. Изменение числа даже однородных элементов приводит к преобразованию системы. Двух абсолютно схожих систем нет. Чем сложнее сравниваемые системы, тем больше различий между ними, и наоборот, чем проще, однороднее системы, тем они более схожи между собой. Чем сложнее система и ее внешняя среда, тем существеннее различия в сравниваемых системах, что порождает процесс дифференциации (возрастание различий, несоответствий между частями). Дифференциация в системах необратима и тесно связана с механизмом отбора. Она увеличивает внутреннее разнообразие системы, а отбор идет по линии взаимодополняющих связей: чем интенсивнее процесс дифференциации, тем больше возможностей для отбора устойчивых взаимодополняющих отношений.

Увеличение системных расхождений неизбежно приводило бы систему к самоуничтожению, если бы этому не противодействовала интеграция — процесс упрочнения связей и соподчинения частей системы. Интеграция возникает на основании и в результате дифференциации и является, по существу, ее особой формой. Однако интеграция направлена на усиление и формирование связей, ослабляющих системные противоречия и ведущих к сохранению функциональной целостности системы, ее качественной определенности. Системная интеграция основывается на отборе, сохраняющем и усиливающем связи и отношения, которые увеличивают структурное и функциональное соответствие элементов системы. Основная идея отбора заключается в дифференцированном уничтожении и закреплении компонентов и связей между ними, т. е. системы сохраняют свое равновесие благодаря отбору и закреплению в своей структуре полезных компонентов и связей, развивающих качественную определенность системы, или уничтожению компонентов и связей, препятствующих развитию.

Устойчивость системы зависит не только от числа сконцентрированных компонентов, но и от способа их сочетания и характера их организационной связи. Тектология рассматривает следующие законы.

1. **Закон самосохранения.** Любая система сознательно или стихийно стремится к сохранению своей качественной определенности.

2. **Закон относительных сопротивлений (закон наименьших).** Для систем, состоящих из частей высшей и низшей организованности, их отношение к среде определяется низшей организованностью. Таким образом, устойчивое равновесие всех организационных форм определяется надежностью самого слабого звена.

3. **Закон равновесия.** Если система подвергается воздействию, изменяющему какое-либо из условий ее равновесия, то в ней возникают процессы, противодействующие этому. Структура равновесных систем тем и характеризуется, что они заключают в себе противоположные процессы, взаимно нейтрализующиеся на некотором уровне.

4. **Закон расхождения.** Системы расходятся (различаются) между собой ввиду наличия первичной неоднородности, разной окружающей среды и воздействия исходных изменений. Этот закон утверждает: а) в отношениях и взаимосвязях между системами в большинстве случаев имеются какие-либо противоречия; б) за многообразием систем следует видеть то единообразие, из которого оно произошло (от сложного к более простому); в) образовавшиеся части будут стремиться к созданию дополнительных связей, стабилизирующих систему.

Закон расхождения характеризуется необратимостью, т. е. если части разъединенной до этого системы соединить в одно целое, то получится новая система со своими характеристиками. Между отдельными системами возможно не только расхождение, но и схождение [1].

Увеличение различий ведет к более устойчивым структурным соотношениям в результате того, что одна часть усваивает то, что дезассимилируется другой, и наоборот. Системное расхождение заключает в себе тенденцию развития, направленную на установление дополнительных связей, т. е. более слабые части целого разрушаются, при этом поглощается доля дезорганизованных экономических активностей. Согласно "консервативной" схеме подбора из возникающих в системе изменений удерживаются те, которые позволяют ей сохранить равновесие в изменяющейся среде. Две связанные системы являются друг для друга составными частями среды, оказывающими взаимные воздействия и сопротивления. Тенденция к их равновесию определяет организационную "приспосабливаемость" обеих систем, которая достигается подбором их элементов.

Тектологический прогресс, основанный на пластичности, ведет к усложнению организационных форм, так как в них накапливается приспосабливае-

мость к новым изменяющимся условиям, что увеличивает число возможных комбинаций элементов системы. Поэтому чем выше организация, тем она сложнее и пластичнее. Подвижность элементов допускает и относительно легкое разрушение связей между ними, а сложность внутреннего равновесия систем также означает их сравнительную неустойчивость. Развитие системных противоречий может иметь две формы: форму агрессии — расхождения и накапливания системных противоречий, и форму дегрессии — возможности высшего развития пластичных форм, их фиксации и закрепления [1].

Кризис — это смена организационной формы системы, быстрая перестройка ее структуры. Его причина — наличие критичных значений внешней нагрузки или разрушение той или иной внутренней связи, приводящие к потере устойчивости того квазиравновесия (мнимого равновесия), в котором находилась система. Посткритическое состояние непредсказуемо. Из него вытекает одна важная характеристика понятия кризиса — его относительность. Два момента определяют кризис — возникновения критичных величин и их устранения. Момент возникновения кризисов — это разрыв тектологической границы между системами, который ведет к конъюгационным процессам, составляющим основное содержание кризиса и приводящим к смешению системы. Заключительной фазой кризиса является установление новых границ системы.

Одним из самых ярких парадоксов тектологии является то, что равновесие есть частный случай кризиса. Равновесие представляет собой определенный кризис движения и смену тектологической формы этого движения. Организационная деятельность — материал тектологии, который характеризуется неопределенностью и системной дифференциацией.

Рассмотрим основные свойства системы [2]:

1) система представляет собой не просто сумму отдельных частей — ее необходимо рассматривать как единое целое;

2) системы делятся на открытые, если они обмениваются информацией, энергией или веществом с внешней (окружающей) средой, или закрытые, если между ними и внешней средой нет никаких обменов и взаимодействия;

3) любая система должна иметь границы, отделяющие ее от внешней среды;

4) закрытые системы имеют тенденцию к вырождению;

5) открытые системы получают информацию (энергию, вещество) из среды, в которой они функционируют;

6) одним из главных условий устойчивого состояния системы является наличие обратной связи, которая возникает при поступлении информации на выходе;

7) любая система состоит, как правило, из подсистем, которые находятся в определенном подчинении друг другу, и сама является частью суперсистемы;

8) открытые системы стремятся к увеличению числа своих подсистем и элементов, что может достигаться различными способами.

Из положений общей теории систем установлено, что наряду с основными ее свойствами в оценке организационного потенциала системы важную роль играет гармония. Гармония — это рабочий инструмент, имеющий жесткую, непротиворечивую логику и реальную количественную меру, что проявляется в модели, которую принято называть "золотым сечением" [3].

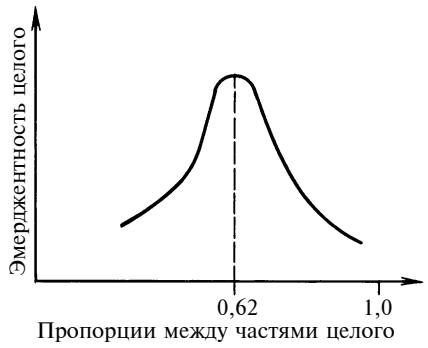
Рассмотрим свойства гармонии.

1. **Эмерджентность** — несводимость свойств целого к сумме свойств его частей, несовпадение цели организации с целями входящих в нее частей. Эмерджентность есть следствие двух причин: случайной бифуркации какой-либо части системы и резкого усиления (по нелинейному закону) ранее малозначимых свойств.

При анализе эмерджентных свойств эмпирически установлена закономерность: чем ближе пропорции частей к "золотому сечению", тем больше эмерджентных совокупных свойств имеет целое. Графически это можно представить в виде кривой с максимумом в точке золотой пропорции 0,62, нисходящей слева и справа вниз (рисунок).

По мере развития большой и сложной системы связь между элементами усиливается. На определенном этапе связанности эмерджентность достигает такого уровня, при котором по отдельным элементам свойства системы в целом невозможно не только наблюдать, но и выявить их статистическим обобщением. Можно сказать, что гармония усиливает свойства целого, и насколько больше гармонии между частями целого, настолько же больше эмерджентных свойств.

2. **Наличие резонансных свойств и минимизация затрат.** При взаимодействии объектов, имеющих структуру, соответствующую принципу "золотого сечения", возникают явления, близкие к резонансу. Для таких систем характерно прежде всего отсутствие затрат на поддержание собственного устойчивого состояния. Принцип резонанса способствует



нормальному функционированию любой системы и появлению гармоничных пропорций ее частей. Главная особенность резонансного режима заключается в том, что он не является затратным для обоих взаимодействующих объектов. Поэтому его можно назвать также режимом "золотого сечения", в котором обе составные части работают в гармоничных отношениях, объединяя взаимные усилия в рамках единого пространства.

3. **Диалектическое единство с вариационным принципом.** Впервые функцию распределения частиц в неоднородной среде ввел Л. Больцман. Она представляет собой функцию вероятности нахождения каких-то объектов в некотором объеме. Принципиальным моментом является то, что существуют два крупных класса функций распределения — гауссовы и негауссовы распределения. Гауссовы распределения обычно используются для описания состояний физических, технических и вообще неживых систем. Негауссовы распределения описываются в основном степенны́ми функциями. Число объектов, имеющих негауссовы распределения, не меньше числа объектов с гауссовым распределением. Эти объекты в основном сосредоточены в социально-экономических системах.

Гармония может эти распределения объединять. Процесс формирования гармоничных взаимодействий назовем гармонизацией.

4. **"Золотое сечение" как универсальная мера оценки природных объектов и явлений.** Если рассматривать процесс формирования структуры из множества разных элементов, то можно заметить, что при сборке структур нет другого механизма, кроме объединения их путем сложения. Сложность структуры может повышаться либо по правилу Фибоначчи ($a_{n+1} = a_n + a_{n-1}$), либо по любому другому правилу.

При построении структуры по правилу Фибоначчи элементы автоматически образуют "золотое сечение", и, следовательно, рассмотренные выше свойства эмерджентности и резонанса проявляются максимально полно. Если же структура строится по любому другому правилу, то свойства эмерджентности и резонанса будут проявляться в меньшей мере. Как видим, основные перечисленные свойства гармонии дополняют и плавно переходят друг в друга. Модель "золотого сечения" позволяет определить, в каком соотношении выделить в целом две части так, чтобы они отвечали условиям структурной и функциональной целостности и устойчивого единства с внешней средой. Решение данной задачи дается в виде: целое (100 %) = часть 1 (62 %) + часть 2 (38 %), которая использовалась в качестве формального трактования эстетико-философского понятия гармонии.

Предлагаемая концепция гармонии основана на сравнительном анализе двух широких классов объектов: физических систем, имеющих природное происхождение, и технических систем, созданных человеком; социально-экономических и организационных систем.

Сопоставим феномен негауссовости социальных явлений с феноменом гауссовости природных.

Включаем феномен негауссовости социальных явлений в концепцию эволюции материи в сторону возрастания энтропии от гауссовых природных систем к негауссовым социальным (энтропия — мера "ширины" распределения, а негауссовые распределения, как имеющие большие хвосты, "шире" гауссовых) через биологические системы, занимающие в этом ряду промежуточное положение. Материя развивается в сторону возрастания энтропии, что выражается в развитии творческих видов деятельности.

Используем негауссовость распределения значений данной переменной как критерий "человеческой" природы этой переменной. Гауссовы компоненты в деятельности человека объясняются природной и физиологической средой, в которой функционирует его мозг. Степень негауссовости распределения и предлагается использовать в качестве меры доли "человеческих" факторов в смеси факторов, определяющих его форму.

Эволюция использует все ресурсы возрастания энтропии. Эволюция в сторону роста энтропии свидетельствует о развитии в сторону усложнения и наращивания разнообразия организационных структур управления. Каждый последующий уровень структуры управления обеспечивает рост количества вариаций структур по сравнению с предыдущим, гак как статистические распределения на каждом уровне характеризуются большей эволюцией. Это и дает эволюционный рост разнообразия в сторону все более негауссовых распределений.

Для нормально прогрессирующего развития системы параметры ее подсистем должны быть распределены по негауссовому закону. Исследования подтверждают, что именно на границе перехода между двумя классами координаты системы проходят через точки пропорций "золотого сечения" и в этих точках происходит генерация флуктуаций, обеспечивающих процесс развития.

Основную идею рассматриваемой концепции можно изложить так: необходимым условием или стартовой точкой процесса эволюционного развития сложной структуры управления производственной системы является существование пропорций "золотого сечения" в ее структуре.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Богданов А. А.** Тектология (Всеобщая организационная наука). Кн. 1, 2. М.: Экономика. 1989.
2. **Фасхиев Х.** Оценка конкурентоспособности новой техники // Маркетинг. 1998. № 6. С. 25—35.
3. **Балакшин О. Б.** Гармония систем, иррациональные ряды и золотое сечение. Парадигма единства альтернатив натурального и иррационального рядов. М.: Изд-во "Кириллица". 2004.

УДК 658.5

М. О. НОДЕЛЬМАН, канд. техн. наук (НИИТСХМ, г. Челябинск)
Б. М. СУХОВИЛОВ, д-р техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск)

Оценка и повышение эффективности работы производственных подразделений предприятия

Рассмотрены вопросы оценки и повышения эффективности работы производственных подразделений машиностроительных предприятий на основе обобщенного коэффициента их долей прибыли предприятия и оптимизации технологических процессов производства продукции по критерию темпа роста прибыли.

Ключевые слова: производственные подразделения, оптимизация технологических процессов, обобщенный коэффициент долей прибыли, критерий темпа роста прибыли.

The matters of estimation and enhancement the engineering enterprise's operating departments work efficiency on the basis of generalized coefficient their profit shares in the enterprise's profit and optimization of production engineering processes per the profit growth rate criterion have been considered.

Keywords: operating departments, optimization of engineering processes, generalized coefficient of profit shares, profit growth rate criterion.

В производственном цикле предприятия по созданию и реализации различных видов продукции (особенно сложных машиностроительных изделий, представляющих многономенклатурное сочетание узлов, агрегатов, деталей) принимают участие различные подразделения предприятия. Их продукция в качестве заготовок и деталей, агрегатов и узлов, входящих в готовое изделие предприятия, преимущественно не является товаром, так как не обладает меновой стоимостью из-за отсутствия потребительской стоимости (полезности продукции для потребителя) в отличие от готовых изделий предприятия, обладающих меновой стоимостью, в которой потребительская стоимость товара становится носителем меновой стоимости. Исключение в данном случае составляет продукция, реализующаяся как товар в качестве запасных частей, комплектующих, полуфабрикатов и т. п. видов продукции производственных подразделений предприятия.

В практике создания и реализации продукции наиболее эффективной оценкой работы как предприятия в целом, так и его подразделений является прибыль — один из комплексных и динамичных показателей рентабельности производственно-хозяйственной деятельности производителей продукции в рыночных экономических условиях функционирования предприятия.

При этом если при определении прибыли производственно-хозяйственной деятельности предприятия в целом или прибыли его подразделений, продукция которых является товаром, практически отсутствуют финансово-экономические и организационные трудности, то в тех случаях, когда создаваемая производственными подразделениями предприятия продукции не является товаром, оценка их прибыли в производственно-хозяйственной деятельности предприятия проблематична. Это обусловлено, в основном, проблематичностью экономической надежности оценки цены продукции, не являющейся товаром.

Отметим также недостаточную экономическую надежность оценок значений издержек по созданию и реализации продукции в виде так называемых косвенных производственных затрат (общезаводских, общецеховых и т. п.), содержащихся в калькуляциях производства и реализации продукции предприятия и его производственных подразделений. Это обусловлено, в основном, эгоизмом, проявляемым производителями и реализаторами продукции при решении вопросов, касающихся комплектования и оснащения, условий и оплаты труда, и других вопросов функционирования подразделений предприятия, оказывающих общезаводские, общецеховые и тому подобные услуги как предприятию в целом, так и его производственным подразделениям.

Использование в данном случае известных методов определения прибыли "по затратному принципу" и вносимая в ее определение погрешность из-за недостаточной экономической надежности оценок издержек "косвенных производственных затрат" зачастую обусловливают получение недостоверной информации об эффективности работы подразделений предприятия, приводят к принятию ошибочных управленческих решений, снижению мотивации труда в подразделениях предприятия, что в совокупности ухудшает рентабельность производства.

Например, при определении "по затратному принципу" прибыли производственной деятельности подразделений предприятия и прибыли предприятия за период времени T_0 имеем:

прибыль предприятия — $П = (K_э - 1)И$ при $K_э = Р/И$, где Р — реализация продукции предприятия, И — издержки предприятия по созданию продукции за период T_0 и ее реализации; $K_э = \text{const}$ — коэффициент эффективности, рентабельности производственно-хозяйственной деятельности предприятия за период времени T_0; прибыль производственных подразделений предприятия — $П_i = (K_э - 1)И_i = П \cdot K_{иi}$, где $И_i$ —

издержки ("прямые" и "косвенные") i-го производственного подразделения предприятия за период T_0 создания продукции при $И = \Sigma И_i$ и $\Sigma П_i = П$ ($i = 1, 2, ..., n$ — номер производственного подразделения предприятия, n — число производственных подразделений); $K_{иi} = И_i/И$ — оцененный "по затратному принципу" коэффициент эффективности работы i-го производственного подразделения предприятия за период T_0.

Принятые для упрощения анализа условия $\Sigma П_i = П$ и $И = \Sigma И_i$ предполагают включение всех видов издержек по производству и реализации продукции в издержки $И_i$ производственных подразделений предприятия. Суммы $\Sigma И_i$ и $\Sigma П_i$ исчисляют с учетом всех (n) производственных подразделений. Доли $П_i$ в П, исходя из простоты изложения и условия $\Sigma П_i = П$, определяют термином, прибыль, и рассматривают в качестве оценочных параметров рентабельности функционирования производственных подразделений предприятия.

Из формального анализа приведенных данных следует, что чем больше за период времени T_0 составляют издержки $И_i$ производственного подразделения предприятия, тем больше будут коэффициент $K_{иi}$ и доля $П_i$ в прибыли П предприятия и тем более эффективной должна быть признана производственная деятельность такого подразделения. Хотя при прочих равных условиях с возрастанием издержек $И_i$ прибыль предприятия снижается.

Однако даже при соответствии в период T_0 "цены и качества" основных составляющих производственных издержек $И_i$ (средств и предметов труда) уровню технико-экономического прогресса нельзя однозначно сделать вывод о том, что чем больше $И_i$, а следовательно, $K_{иi}$ и $П_i$, тем следует оценить производственную деятельность такого подразделения как более эффективную, поскольку при оценке доли $П_i$ в П только на основе коэффициента $K_{иi}$ фактически исключается из анализа эффективности работы подразделений предприятия учет (в необходимой мере), например, таких производственных факторов, как организация и технология производства, отношение к труду производителей продукции, и других факторов, которые опосредованно (через их влияния на конкурентоспособность, объем и ритмичность выпуска продукции) наряду с издержками $И_i$ (И) также влияют на конечные результаты работы предприятия: реализацию Р и прибыль П.

Поэтому оценка эффективности работы производственных подразделений предприятия на основе их долей в прибыли $П_i$, определяемой "по затратному принципу", обусловливает существенную погрешность значений $П_i$ и требует дальнейших исследований как по вопросу увеличения точности определения $П_i$ для повышения надежности оценки эффективности работы производственных подразделений, так и по вопросу определения путей повышения вклада их производственной деятельности в рентабельность работы предприятия.

В статье рассматриваются вопросы повышения надежности оценки эффективности работы производственных подразделений предприятия на основе обобщенного коэффициента их долей прибыли в прибыли предприятия путем повышения точности определения данных долей прибыли (оцененных "по затратному принципу") и повышения эффективности работы преимущественно подразделений предприятия по производству продукции на металлорежущем оборудовании путем оптимизации технологических процессов и режима обработки по критерию темпа роста прибыли.

Применительно к рассматриваемой методологии оценки эффективности работы производственных подразделений машиностроительных предприятий (с целью нивелирования отмеченных недостатков "затратного принципа") повышение точности определения долей $П_i$ в П за период T_0 принято осуществлять дополнением весового коэффициента $K_{иi}$ (технико-экономического показателя производственных издержек $И_i$) такими весовыми коэффициентами технико-экономических показателей производства продукции подразделений предприятия, которые в сочетании с весовым коэффициентом $K_{иi}$ полнее характеризуют эффективность их работы. Тем самым обеспечивается повышение надежности оценки эффективности работы производственных подразделений и их вклада в конечные результаты работы предприятия.

В качестве характеристик дополнительных технико-экономических показателей приняты фактические значения (за период T_0) их весовых коэффициентов: темпа роста прибыли ($K_{тпi}$), загрузки оборудования ($K_{оi}$), использования производственных, складских, вспомогательных площадей ($K_{пi}$), занятости и оплаты труда ($K_{зоi}$) работников производственных подразделений и тому подобных весовых коэффициентов (K_{ji}). В зависимости от конкретных условий производства и реализации продукции весовые коэффициенты K_{ji} могут применяться в различных объемах и сочетаниях, но одинаковых для всех подразделений. Здесь индекс j означает тип весового коэффициента. Например, если индекс j заменен на "тп" или "зо", то рассматриваются агрегированные значения весовых коэффициентов темпа роста прибыли или коэффициентов занятости и оплаты труда, а если индекс j заменен на "о" или "п", то речь идет об однородных значениях весовых коэффициентов загрузки оборудования или коэффициентов использования площадей основных фондов подразделения.

Сведения по определению параметров $K_{тпi}$ (применительно к технологическим операциям механообработки резанием) приведены в работе [1], параметров K_{ji} — в литературе и нормативах по проектированию машиностроительных предпри-

Значения весового коэффициента $K_{эi}$ эффективности работы производственных подразделений предприятия

Номер (i) производственного подразделения предприятия											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,16672 / 0,20624	0,30607 / 0,18999	0,08085 / 0,07524	0,16981 / 0,17751	0,01487 / 0,02431	0,07769 / 0,03884	0,05497 / 0,06800	0,05795 / 0,06927	0,04211 / 0,06119	0,01701 / 0,03718	0,00594 / 0,01802	0,00601 / 0,03421

Примечание. В числителе — значение $K_{эi}$, оцененное "по затратному принципу"; в знаменателе — значение $K_{эi}$, оцененное по данным автоматизированной системы НС—О5

ятий, отчетах предприятий по их производственно-хозяйственной деятельности.

На базе принятых весовых коэффициентов $K_{иi}$, $K_{тпi}$, ..., K_{ij} составляют оценочную модель эффективности работы производственных подразделений предприятия, предел которой в виде обобщенного весового коэффициента $K_{эi}$ при $\Sigma K_{эi} = 1$ и $П_i = П \cdot K_{эi}$ принимают за меру эффективности их работы. При этом чем полнее и точнее учитывается влияние производственных факторов (K_{ji}) подразделений предприятия на их вклад в конечные результаты рентабельности работы предприятия, тем полнее обобщенный коэффициент $K_{эi}$ эффективности их работы будет отражать реальность доли $П_i$ в прибыли П предприятия.

Данную задачу решают на ПЭВМ с использованием автоматизированной системы НС-О5 оценки эффективности работы производственных подразделений предприятия. Специализированный программный продукт системы НС-О5 содержит блоки: исходных данных, матобеспечения; расчета и хранения значений $K_{эi}$, вывода значений $K_{эi}$ на экран компьютера или печати в табличном и графическом виде.

В таблице (применительно к периоду стабильного функционирования крупносерийного машиностроительного предприятия) приведены значения весомых коэффициентов $K_{эi}$, оцененных "по затратному принципу" и по данным системы НС-О5. Производственные подразделения под номерами $i = 1, 2, 4$ относятся к кузнечному, литейному, прессово-сварочному переделам предприятия; под номером 12 — к производству продукции из неметаллических материалов; под номерами 3, 5, 6, 7, 8, 10, 11 — к механо-сборочным производствам продукции на металлорежущем оборудовании, включая термические, гальванические, покрасочные участки; под номером 9 — к производству инструмента (режущего и мерительного), штампов, пресс-форм, приспособлений. В данном примере расчет выполнен с учетом весовых коэффициентов $K_{иi}$ и $K_{иi}$, $K_{тпi}$.

Повышение эффективности работы производственных подразделений предприятия целесообразно базировать на оптимизации всего комплекса подготовки производства по критерию темпа прибыли с использованием коэффициента $K_э$ рентабельности работы предприятия. Так как при этом представляется возможным учитывать складывающуюся на период T_0 рыночную ситуацию по реализации продукции предприятия в части оценки цены единицы продукции и объема продаж и оптимизировать одним критерием (темп роста прибыли) и производительность, и издержки производства продукции, обеспечивая тем самым наиболее эффективное использование в данном случае производственной базы и ресурсов предприятия и, в частности, его производственных подразделений [2].

На основе изложенной оптимизации, например технологической подготовки производства продукции на металлорежущем оборудовании, повышение эффективности работы производственных подразделений предприятия можно реализовать как на этапе проработки различных вариантов технологических процессов механообработки, так и в действующем производстве (без дополнительных капиталовложений) при назначении режима резания.

Для реализации предложенной по назначению режима механообработки по критерию темпа прибыли с использованием коэффициента $K_э$ рентабельности предприятия разработан программный продукт НС-4, позволяющий на ПЭВМ в реальном масштабе времени решать вопросы автоматизированной подготовки производства в части определения оптимальных параметров: режима резания и технического нормирования; трудоемкости, себестоимости, расценки; производительности оборудования; расхода и стойкости режущего инструмента применительно к достаточно широкому диапазону изменения условий обработки деталей из черных и цветных металлов на токарном, сверлильном, расточном, фрезерном оборудовании, в том числе с ЧПУ [3].

Таким образом, применение обобщенного весового коэффициента рентабельности функционирования производственного подразделения предприятия и оптимизация подготовки производства на основе критерия темпа роста прибыли с учетом коэффициента рентабельности хозяйственной деятельности предприятия обеспечивают повышение надежности оценки эффективности работы производственных подразделений предприятия и повышение эффективности их работы.

Для реализации задач по определению обобщенного весового коэффициента рентабельности работы производственных подразделений предприятия и оптимизации технологической подготовки производства обработки деталей на металлорежущем оборудовании разработаны программные продукты автоматизированных систем НС-О5 и НС-4 по решению данных задач на ПЭВМ в реальном масштабе времени.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Нодельман М. О.** Механообработка резанием. Основы теории и практика. Челябинск: Печатный салон "Издательство РЕКПОЛ", 2005. 160 с.
2. **Нодельман М. О., Суховилов Б. М.** Назначение режима механообработки резанием // Наука — производству. 1998. № 1 (3). С. 7—15.
3. **Суховилов Б. М., Нодельман М. О.** Автоматизированная система подготовки производства // Машиностроитель. 1996. № 7—8. С. 50—52.

УДК 621.003:658.5

В. К. ФЕДОРОВ, Г. П. БЕНДЕРСКИЙ, доктора технических наук, И. К. ЕПАНЕШНИКОВА, канд. техн. наук
(МАТИ РГТУ им. К. Э. Циолковского, ОАО "НПО "Лианозовский электромеханический завод")

Методика определения трудоемкости опытно-конструкторских работ в инновационных процессах создания специального технологического оборудования

Рассмотрены методика определения трудоемкости опытно-конструкторских работ (ОКР) при разработке специального оборудования на основе дифференцирования категорий ОКР по сложности и создание классификаторов функциональных сборочных единиц с учетом функционально-блочного компоновочного построения структуры оборудования.

Ключевые слова: инновационный процесс, трудоемкость, проектирование, сборочная единица.

Labor expenditures determination technique of the development works at design of special equipment on the basis of differentiation development works categories per complexity is considered. The matters of creation of functional subunits classifiers subject to functionally- modular lay-out equipment structure design are discussed.

Keywords: Iinnovation process, labor expenditures, design, subunit.

Эффективность создания новой техники и технологии в значительной степени определяется организацией опытно-конструкторских работ (ОКР) как важнейшего звена инновационного процесса. Критериями эффективности ОКР является их трудоемкость и длительность. Поэтому в основе реализации ОКР лежат организационные процессы, при решении которых необходимо выполнить следующее:

определить категорию ОКР;

определить продолжительность стадий и этапов и отдельных видов работ ОКР;

создать классификатор оборудования и функциональных сборочных единиц;

оценить трудоемкость участия различных подразделений в ОКР (научно-исследовательских отделов, макетного, опытного производств подразделений по управлению качеством, надежности и т. д.);

создать нормативы трудоемкости ОКР.

При разработке данной методики были приняты следующие термины:

укрупненные нормативы трудоемкости — расчетные показатели затраты груда (в чел./днях) на разработку ОКР (или его этапа);

функциональная сборочная единица (ФСЕ) — структурная часть оборудования, имеющая самостоятельное конструкторское оформление и являющаяся объектом специализированного проектирования, изготовления или поставки по кооперации.

Функциональная сборочная единица в отличие от других сборочных единиц имеет минимальное число внешних связей. Как правило, ФСЕ имеет собственные ТУ и ТО. Число ФСЕ определяется структурной схемой оборудования и характеризуется функционально-блочным подходом к конструированию.

Предлагается следующая методика определения трудоемкости ОКР.

Руководителем темы (главным конструктором ОКР) на подготовительной стадии составляется структура (перечень) рабочих этапов с указанием подразделений исполнителей и заказчиков для составления так называемого главного графика разработки. При этом для составления главного графика устанавливаются сроки проведения каждого этапа.

Трудоемкость этапов определяется следующими факторами:

категорией разработки ОКР и трудоемкости;

функционально-сборочным составом оборудования;

средней трудоемкостью выполнения деталировок ФСЕ.

Правильное определение (выбор) категории ОКР является важнейшим в определении трудоемкости подготовительной стадии, стадии эскизного проектирования, изготовления и испытания опытного образца.

Таблица 1

Классификация категорий ОКР по трудоемкости

Основные условия разработки	Признаки трудоемкости разработки оборудования	Категории ОКР в порядке возрастания трудоемкости											
		I	II			III				IV			V
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Полная исходная информация (исходные возможности)	Отечественный опытный образец. Имеется рабочая конструкторская документация (модернизация)	+	+	+		+							
	Эскизная документация (глубокая модернизация)				+		+	+		+			
	Зарубежный образец (в том числе и для воспроизводства), рекламная информация, лицензии и патенты										+	+	+
Усложняющие условия (обстоятельства) разработки	Полуавтомат, функциональный агрегат	+	+		+		+		+		+		
	Автомат, автоматизированное оборудование с программным управлением, роботизированные комплексы			+		+		+		+		+	+
	Оригинальные, новые разработки, не имеющие аналогов и прототипов		+			+	+			+	+		+

Примечания. 1. При определении трудоемкости разработки базовых моделей категории ОКР принимаются на единицу выше. 2. При проведении ОКР категории I эскизный проект не разрабатывается. Макетирование производится начиная с ОКР категории III.

Характеристики категорий ОКР по трудоемкости определяют с учетом того, какой уже имеется задел по разработке данного вида оборудования, насколько полно разработка обеспечена технической информацией, патентами, лицензиями, имеется ли зарубежный образец (для анализа и воспроизводства), имеются ли отечественные аналоги или прототипы (возможно, даже в виде макетных или опытных образцов), а также с учетом наличия усложняющих обстоятельств и вида проектируемого оборудования (полуавтомат, автомат, с программным управлением и т. п.). Предлагается классификация ОКР по категориям в порядке возрастания трудоемкости (табл. 1).

Другим важнейшим условием при разработке нормативов трудоемкости и длительности ОКР является наличие классификатора трудоемкости проектирования ФСЕ, так как для современных конструкций специального технологического оборудования характерна высокая расчлененность на сборочные единицы. Определение трудоемкости проектирования ФСЕ основывается на практике проектирования типовых сборочных единиц, поэтому общая трудоемкость проектирования представляет собой сумму трудоемкостей ФСЕ.

К типичным ФСЕ для составления классификатора можно отнести: блоки и пульты управления, блоки обработки информации, согласующие устройства, блоки (табло) сигнализации, вакуумные агрегаты, датчики положения, регуляторы, стабилизаторы тока и напряжения, сварочные головки, механизмы перемещения, манипуляторы, рабочие столы и т. п.

Так, для сборочного оборудования число ФСЕ может составлять $60 \div 70$ единиц (например, стол, скафандр, сварочная головка, манипулятор и т. п.).

Форма представления классификатора ФСЕ приведена ниже:

Вид оборудования			
Функциональная сборочная единица	Децимальный номер	Применяемость	Трудоемкость разработки чел./дней

Трудоемкости выполнения деталировок ФСЕ, входящих в классификатор, определяются на стадии разработки рабочей конструкторской документации на опытный образец.

При разработке укрупненных нормативов трудоемкости и длительности при планировании ОКР разрабатываются два вида нормативов:

1) укрупненные нормативы трудоемкости и длительности стадий ОКР;

2) нормативы трудоемкости и длительности отдельных работ (для составления оперативно-календарного плана работ).

Исходными данными для расчета трудоемкости являются данные, взятые из карты технического уровня оборудования, составляемой руководителем ОКР, которая выполняется в следующем порядке:

Таблица 2

Укрупненные нормативы трудоемкости длительности стадий ОКР

Номер п/п	Стадия	Категория ОКР	Длительность, мес.	Распределение трудоемкости по стадиям																
				Ведущее КБ	Ведущая НИЛ	Ведущая НИЛ	КБ механики	КБ электроники	НИЛ	Лаборатория надежности	Испытательная лаборатория	Конструкторский отдел	Конструкторский отдел	ОТД	ОСБ	ОТЭ	НТО	СКО	Мастерские	Цех опытного производства
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
1	Подготовительная стадия (чел./дн.)	I	1	30	30	30	—	—	—	4	—	—	—	—	4	—	4	—	—	—
		II	1	50	50	50	—	—	—	5	—	—	—	—	5	—	5	—	—	—
		III	1	70	70	70	—	—	—	7	—	—	—	—	7	—	7	—	—	—
		IV	2	80	80	80	—	—	—	9	—	—	—	—	9	—	9	—	—	—
		V	2	95	95	95	—	—	—	10	—	—	—	—	10	—	10	—	—	—
2	Эскизный проект	II	2	0,3	0,7	0,2	0,1	0,1	—	0,05	0,1	0,04	—	0,05	0,05	0,06	0,02	—	—	—
		III	5	0,9	2,2	1,0	0,4	0,4	0,5	0,05	0,1	0,04	—	0,05	0,05	0,06	0,02	—	0,1	0,08
		IV	6	1,2	3,1	1,3	0,6	0,6	0,7	0,05	0,1	0,04	—	0,05	0,05	0,06	0,02	—	0,1	0,08
		V	6	1,5	4,1	1,7	0,8	0,8	1,0	0,05	0,1	0,04	—	0,05	0,05	0,06	0,02	—	0,1	0,08
3	Разработка рабочей конструкторской документации на опытный образец	I	3	1,8	0,4	0,1	1,7	1,7	—	—	—	0,1	—	0,05	0,15	0,03	—	—	—	—
		II	4	1,8	0,6	0,1	1,7	1,7	—	—	—	0,1	—	0,05	0,15	0,03	—	—	—	—
		III	4	1,8	1,4	0,6	1,7	1,7	0,5	—	—	0,1	—	0,05	0,15	0,03	—	—	0,1	—
		IV	4	1,8	1,9	0,7	1,7	1,7	0,6	—	—	0,1	—	0,05	0,15	0,03	—	—	0,1	—
		V	5	1,8	2,4	0,9	1,7	1,7	0,8	—	—	0,1	—	0,05	0,15	0,03	—	—	0,1	—
4	Изготовление, отладка и заводские испытания опытного образца	I	5	0,65	0,3	0,1	0,55	0,55	—	0,03	0,1	0,6	0,1	0,15	0,05	0,01	—	0,08	—	—
		II	5	0,65	0,6	0,1	0,55	0,55	—	0,03	0,1	0,6	0,1	0,15	0,05	0,01	—	0,08	—	—
		III	5	0,65	1,2	0,4	0,55	0,55	0,3	0,03	0,1	0,6	0,1	0,15	0,05	0,01	—	0,08	0,1	—
		IV	5	0,65	1,6	0,6	0,55	0,55	0,3	0,03	0,1	0,6	0,1	0,15	0,05	0,01	—	0,08	0,1	—
		V	6	0,65	2	0,8	0,55	0,55	0,3	0,03	0,1	0,6	0,1	0,15	0,05	0,01	—	0,08	0,1	—
5	Производственные испытания опытного образца, корректировка технической документации по результатам изготовления и испытания опытного образца	I	2	0,35	0,3	0,1	0,25	0,25	—	0,02	0,1	0,06	—	0,05	0,05	—	0,02	0,02	—	—
		II	2	0,35	0,4	0,1	0,25	0,25	—	0,02	0,1	0,06	—	0,05	0,05	—	0,02	0,02	—	—
		III	2	0,35	0,8	0,3	0,25	0,25	0,2	0,02	0,1	0,06	—	0,05	0,05	—	0,02	0,02	0,1	—
		IV	2	0,35	1,0	0,4	0,25	0,25	0,3	0,02	0,1	0,06	—	0,05	0,05	—	0,02	0,02	0,1	—
		V	3	0,35	1,3	0,5	0,25	0,25	0,4	0,02	0,1	0,06	—	0,05	0,05	—	0,02	0,02	0,1	—
6	Приемка темы комиссией	I	1	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		II	1	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		III	1	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		IV	2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		V	2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Итого (без подготовительной стадии для трудоемкости)	I	12	3	1,2	0,5	2,6	2,6	—	0,1	0,3	0,8	0,1	0,3	0,3	0,1	0,04	0,1	—	—
		II	15	3,3	2,5	0,7	2,7	2,7	—	0,1	0,3	0,8	0,1	0,3	0,3	0,1	0,04	0,1	—	—
		III	18	3,9	5,8	2,5	3,0	3,0	1,6	0,1	0,3	0,8	0,1	0,3	0,3	0,1	0,04	0,01	0,5	0,8
		IV	21	4,2	7,8	3,2	3,2	3,2	2,0	0,1	0,3	0,8	0,1	0,3	0,3	0,1	0,04	0,1	0,5	0,8
		V	24	4,5	10,0	4,1	3,4	3,4	2,6	0,1	0,3	0,8	0,1	0,3	0,3	0,1	0,04	0,01	0,5	0,8

Примечания:

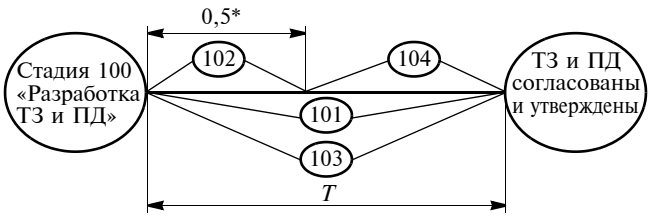
1. Для стадий 2—6 указаны коэффициенты относительной трудоемкости ФСЕ на стадии 3. Исходные данные определяются картой технического уровня.

2. Каждое разрабатывающее подразделение, а также макетная мастерская и опытное производство зависят от трудоемкости функционального устройства, для которых проводится в подразделении разработка схем, конструкторской документации, исследования, изготовление и т. д., остальные подразделения — от суммарной трудоемкости проектирования.

Таблица 3

Нормативы трудоемкости и длительности отдельных работ (для составления оперативно-календарных планов)

Шифр работы	Стадия	Распределение трудоемкости по стадиям																
		Ведущее КБ	Ведущая НИЛ	Ведущая НИЛ	КБ механики	КБ электроники	НИЛ	Лаборатория надежности	Испытательные лаборатории	Конструкторский отдел	Конструкторский отдел	ОТД	ОСБ	ОТЭ	НТО	СКО	Макетные мастерские	Цех опытного производства
100	Подготовительная	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
101	Сбор информационных данных	0,2	0,2	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
102	Составление, согласование и предъявление ТЗ с приложением карты технологического уровня, уточнение предварительного расчета ТЭЭ	0,3	0,3	0,3	—	—	—	1	—	—	—	—	1	—	1	—	—	—
103	Разработка структурных (функциональных) схем	0,2	0,2	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
104	Составление, согласование и предъявление плановой документации, расчеты стоимости опытного образца (за 3—5 дней до окончания стадии)	0,3	0,3	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—



Графическое представление нормативов длительности стадии 100

определяется категория ОКР по трудоемкости совместно с научно-техническим (научно-тематическим) отделом;

определяется функционально-сборочный состав оборудования (в соответствии с техническим заданием);

выбираются прототипы ФСЕ из типового классификатора сборочных единиц;

устанавливается степень сравнимости каждой ФСЕ по заимствованию (совместно с отделом стандартизации);

рассчитывается трудоемкость деталировки каждой ФСЕ с учетом сравнимости на стадии разработки рабочей конструкторской документации на опытный образец;

рассчитывается трудоемкость деталировки по всем конструкторским подразделениям, задействованным в разработке данного оборудования.

Затем фактические показатели трудоемкости заносятся в карту технического уровня оборудования перед предъявлением темы приемочной комиссии.

В табл. 2 приведен пример разработанных нормативов по предложенной методике. Нормативы трудоемкостей и продолжительностей приведены в табл. 3. Длительность этапов ОКР можно представить и в виде графа (рисунок).

Таким образом, рассмотрены форма и содержание карты технического уровня оборудования как приложения к техническому заданию, представлена методика определения нормативов трудоемкости и длительности ОКР при разработке специального технологического оборудования.

УДК 658.511.3.011

А. Е. УШАКОВ (ООО "УК "Группа ГАЗ", г. Нижний Новгород)

Равномерная закладка на автомобильном сборочном конвейере

Приводятся описание и расчет оптимальной закладки сборочного конвейера, представляющей собой последовательность модификации. Расчет осуществляется матричным методом. Данный принцип может использоваться на любом конвейере, где выпускаются изделия нескольких модификаций.

Ключевые слова: сборочный конвейер, закладка, модификации, матричный метод.

The description and matrix calculation of the assembly conveyor optimal laying representing a sequence of modifications are presented. Given principle may be used on whatever conveyor, where articles of several modifications are produced.

Keywords: assembly conveyor, laying, modifications, matrix method.

Конвейер для сборки автомобилей может быть любой конфигурации, но обязательно имеется главная линия, на выходе которой получают готовое изделие. Эта линия называется главным конвейером, для которого и рассчитывается закладка, т. е. последовательность модификаций на сборочной линии.

С позиции оптимизации производства, если трудоемкость сборки модификаций различна, то очень важна последовательности их сборки на главной линии, так как все операторы распределены по определенным зонам конвейера и за время такта должны успеть завершить свой цикл.

Время такта — расчетное время изготовления одной единицы продукции. Рассчитывается такт делением фонда чистого рабочего времени на сменный темп, т. е. на число единиц продукции, которое требуется собрать за одну смену. Темп смены напрямую связан с заказами. Обеспечение скорости конвейера в соответствии с временем такта есть первый шаг на пути к производству по принципу "точно в срок", т. е. каждую смену будет производиться ровно столько единиц продукции, сколько требуется заказчику.

Время цикла — фактическое замеренное время выполнения операции. Время цикла может быть как меньше, так и больше времени такта. В первом случае загрузка оператора будет меньше 100 %, что соответствует модификации с меньшей трудоемкостью; во втором случае — больше, при этом оператор не успеет выполнить свою операцию за отведенное время, что может стать причиной остановки конвейера, т. е. имеет место модификация с большей трудоемкостью. Однако если на одном конвейере выпускается несколько различных по трудоемкости модификаций, то их чередование позволяет оператору, выйдя за время такта на модификации с большей трудоемкостью, наверстать простой на модификации с меньшей трудоемкостью. При оптимизации производства необходимо соблюдать баланс, т. е. как можно равномернее распределять нагрузку между операторами. Иногда это осуществить невозможно или этого недостаточно. Возникает ситуация, при которой тот или иной оператор на линии сборки загружен на одной модификации больше времени такта. В этом случае особое значение имеет последовательность модификаций на сборочном конвейере, т. е. закладка. Трудоемкие модификации должны равномерно чередоваться с простыми, чтобы оператор, отстав, мог тут же наверстать упущенное время. Такой принцип организации труда, используемый в производственной системе фирмы "Toyota", называется "выравнивание", в основе которого лежит стремление к приведению системы в равновесие. Внедрение принципа выравнивания предполагает сквозную закладку на главной линии конвейера, которая составляется по принципу наилучшего распределения модификаций, что обеспечивает равномерность выпуска всех моделей. Правильно составленная закладка позволяет применять принцип средневзвешенного времени цикла для оператора и оптимизировать его работу с увеличением загрузки.

Закладка может быть с выравниванием или без него. Грамотное планирование закладки дает возможность правильно выстроить процесс в соответствии с принципами производственной системы. Например, месячный заказ на 20 рабочих дней предполагает изготовление 20 тыс. автомобилей, отношение числа базовых модификаций к числу автомобилей специального назначения 1 : 1. Как правило, на российских предприятиях такой заказ разбивается на партии пуска, каждая из которых состоит из нескольких автомобилей одной модификации. Ежедневный объем производства меняется в зависимости от продолжительности переналадок с одной модификации на другую и их числа. При этом оптимизация производства одной модификации оторвана от оптимизации другой. На фирме "Toyota" применяют метод выравнивания, по которому каждый день выпускается 250 автомобилей базовой комплектации и 250 автомобилей специального назначения, причем изготовляются они поочередно. Если, например, 25 % заказа составляют автомобили с люком в крыше, а остальные — базовые модели, то закладка сборочного конвейера будет следующая: три базовых модификации, одна модификация с люком. Такая закладка в неизменной последовательности будет повторяться в течение всего дня. На сборочном конвей-

Таблица 1

Матрица закладки

Строка	Колонка														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	Б	Ф	А	Б	А	Б	А	Б	Ф	Б	Ф	Б	Ф	Б	Ф
2	Б	Ф	Б	Ф	А	Б	А	Б	А	Б	Ф	Б	Ф	Б	Ф
3	Б	Ф	Б	Ф	Б	Ф	А	Б	А	Б	А	Б	Ф	Б	Ф
4	Б	Ф	Б	Ф	Б	Ф	Б	Ф	А	Б	А	Б	А	Б	Ф
5	Б	Ф	Б	Ф	Б	Ф	Б	Ф	Б	Ф	А	Б	А	Б	А
6	Б	А	Б	Ф	Б	Ф	Б	Ф	Б	Ф	Б	Ф	А	Б	А
7	Б	А	Б	А	Б	Ф	Б	Ф	Б	Ф	Б	Ф	Б	Ф	А

Таблица 2

Закладка для модификации Б

Строка	Колонка														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	Б			Б		Б		Б		Б		Б		Б	

ере автомобилей Toyota можно видеть наилучшую последовательность распределения различных модификаций автомобилей. На каждом собираемом автомобиле имеется спецификация (производственно-инструкционный канбан), по которой оператор определяет модификацию и в соответствии с ней устанавливают узлы автомобиля. При таком подходе автомобили каждой модификации выходят с конвейера через равные промежутки времени, что обусловливает сокращение времени выполнения заказа, так как при выравнивании нужная модификация сходит с конвейера раньше, чем в случае, когда модификации группируются в партии.

Принцип выравнивания также способствует равномерному распределению заказов комплектующих, что балансирует загрузку поставщиков и обеспечивает подачу комплектующих точно в срок. Так, например, без выравнивания производства поставщика люков для модификации автомобилей с люком конвейер будет полностью загружен только одну неделю в месяц. И чтобы выровнять производство по месяцу необходимо рассчитать мощности по среднесуточному заказу, что приведет к увеличению буферного запаса, а в дальнейшем усложнит процесс снятия заказа. При выравнивании буферный запас не нужен, необходимо только правильно выставить скорость конвейера поставщика.

Для реализации выравнивания существует такой инструмент, как закладка, т. е. систематизированная последовательность производства на конвейере. Для того чтобы у заготовительных производств было время произвести и поставить свою продукцию на главный конвейер под закладку, ее необходимо составлять за три дня вперед. Оптимальный вариант, если поставщик составляет закладку своего конвейера так, чтобы она полностью совпадала с закладкой главного конвейера. В этом случае возможны минимальные запасы на обоих производствах. Чем раньше будет составлена закладка для главного конвейера, тем лучше.

Рассмотрим упрощенный пример составления закладки для главною конвейера. На конвейере собираются три вида транспортных средств: бортовые автомобили (Б), фургоны (Ф) и автобусы (А) с суточной программой соответственно 7, 5 и 3. Используя принцип выравнивания, надо составить закладку и определить ее минимальный цикл.

Наименьшее плечо повторений

$$А + Ф + Б = 15. \qquad (1)$$

Закладка составляется в виде матрицы (табл. 1).

Матрица строится сверху вниз по колонкам, начиная с первой. Выбирается модификация с наибольшей программой, т. е. в данном случае бортовые автомобили. Следовательно, число строк в матрице будет 7. Затем заполняется вторая колонка, в которую заносится модификация с наибольшей программой из оставшихся. Это модификация Ф. Фургоны займут 5 ячеек. Оставшиеся ячейки в колонке 2 займет модификация А с переносом в третью колонку. Далее цикл А + Ф + Б, т. е. 7 + 5 + 3, повторяется, пока последняя модификация с наименьшей программой не закроет матрицу.

Первая промежуточная закладка — первая строка матрицы, читается слева направо, где 7 бортовых автомобилей, 5 фургонов и 3 автобуса. В данном

Таблица 3

Матрица для модификации Ф и А

Строка	Колонки							
	1	2	3	4	5	6	7	8
1	Ф	А	Ф	А	Ф	Ф	А	Ф
2	Ф	А	Ф	Ф	А	Ф	А	Ф
3	Ф	А	Ф	Ф	А	Ф	Ф	А
4	Ф	Ф	А	Ф	А	Ф	Ф	А
5	Ф	Ф	А	Ф	Ф	А	Ф	А

УДК 678.742

А. А. ХРИСТОФОРОВА, М. Д. СОКОЛОВА, канд. техн. наук (Институт проблем нефти и газа СО РАН, г. Якутск)

Резинобитумные композиции для дорожного строительства в районах с холодным климатом

Рассмотрены проблемы и перспективы дорожного строительства с применением новых композиционных материалов на основе битума, модифицированного резиновой крошкой. Представлены некоторые результаты исследований измельченных вулканизатов, проводимых в Институте проблем нефти и газа СО РАН.

Ключевые слова: дорожное строительство, асфальтобетонные покрытия, битум, резиновая крошка, модификация, механоактивация, морозостойкость.

The problems and perspectives of highway engineering with use of novel composite materials on the basis of bitumen modified by rubber crumb are considered. Some investigation results of well-milled vulcanizates being made in the Institute of oil and gas problems of Siberian branch of Russian academy of sciences are presented.

Keywords: highway engineering, modification, mechanoactivation, frost-resistance.

Утилизация отходов на сегодняшний день — одна из самых важных проблем и для промышленных предприятий, и для экологических организаций [1]. В России ежегодно выходят из строя более 1 млн т шин и других резинотехнических изделий (РТИ). Кроме того, образуется большое количество производственных резиновых отходов, особенно в горнодобывающей промышленности. Уровень потребления отходов за последние 5 лет увеличился незначительно и составляет не более 15 % от всего сбора, причем рециклингу подвергается всего 2 %. Прирост объема изношенных шин составляет около 3 % в год, т. е. идет их постоянное накопление. Некоторая часть отходов, особенно из ценных видов резин, годами хранится на складах, остальная часть отходов в лучшем случае захоранивается или

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 87)

случае равномерно по циклу распределена лишь модификация Б (табл. 2), остальные необходимо еще раз "просеять". Для этого надо подготовить вторую промежуточную закладку для модификаций Ф и А аналогично первой (табл. 3). Вторая промежуточная закладка — первая строка второй матрицы (см. табл. 3). Ее надо вставить в свободные ячейки закладки модификации Б. Тогда первая строка закладки будет иметь вид:

Б	Ф	А	Б	Ф	Б	А	Б	Ф	Б	Ф	Б	А	Б	Ф

Если в процессе участвуют намного больше модификаций и сумма их суточных программ составляет больше 100, то процесс решения целесообразно автоматизировать.

На окончательный вид закладки может повлиять множество факторов. Так, например, могут иметь место ограничения, накладываемые окрасочным производством, так как в некоторых случаях кузова экономичнее красить партиями. При этом в партии могут быть различные модификации.

Рассмотрим расчет загрузки оператора в случае, если в течение смены ему приходится собирать разные модификации. Если на конвейере применяется закладка с выравниванием, то для расчета загрузки оператора можно использовать принцип средневзвешенного времени цикла, т. е. фиктивное время W, которое в среднем требуется оператору для изготовления любой модификации, рассчитывается по формуле

$$W = \sum_{i=1}^{N} T_i P_i / \sum_{i=1}^{N} P_i, \qquad (1)$$

где T_i — время цикла при сборке i-й модификации; P_i — производственный план для i-й модификации.

Следовательно, средневзвешенное время цикла изменится при изменении последовательности модификаций даже в том случае, если в сумме оператор изготовляет то же число узлов. Загрузка каждого оператора на линии рассчитывается по формуле $L = \frac{W}{T}100$, где L — загрузка оператора в процентах; T — время такта конвейера, рассчитывается исходя из суммарного плана всех модификаций, собираемых на данном конвейере.

сжигается, что наносит значительный и долговременный ущерб окружающей среде.

Предлагаются и разрабатываются различные стратегии рециклинга полимерных отходов, среди которых наибольший прогресс достигнут в механической и химической переработке. Механическая переработка (измельчение) позволяет сохранить свойства исходных материалов и дает возможность перерабатывать их в новые изделия или использовать в составе различных композиционных материалов [2]. Измельчение (дробление) резиновых отходов считается наиболее эффективным методом переработки, поскольку в этом случае в продуктах переработки сохраняются физические свойства резины [3].

Маркетинговые исследования проблемы экономии природных и энергетических ресурсов за счет высокоэффективного использования резинотехнических отходов производства и потребления показывают, что в настоящее время производственные возможности по переработке резиновых отходов в крошку (предложение) превышают спрос и возможности предприятий — потребителей этой крошки, которые готовы ее закупать. С технической точки зрения наиболее привлекательной для последующего производства РТИ с использованием переработанной резины является крошка с наименьшей фракцией (до 1 мм), однако ее стоимость намного выше по сравнению с более крупной фракцией. Помимо этого доля резиновых отходов в новых изделиях сравнительно мала, поскольку с ее ростом происходит ухудшение наиболее важных показателей как сырых резиновых смесей, так и вулканизованной резины. Последующее улучшение (или стабилизация) этих показателей при традиционном подходе приводит, как правило, к введению дорогих ингредиентов и, как следствие, удорожанию рецептуры.

Таким образом, задача рециклинга отходов РТИ сводится не столько к получению крошки, сколько к тому, как наиболее эффективно, с минимальными затратами и в максимальном объеме ввести ее в новые изделия.

С другой стороны, в России для нужд строительной индустрии производят миллионы тонн нефтяных битумов. Из-за отсутствия однородного сырья для их производства, устаревшего оборудования, повсеместных нарушений норм технологического процесса в большинстве своем они не соответствуют современным требованиям к вяжущим и герметизирующим материалам для строительной, дорожной и жилищно-коммунальной отраслей. Фактически при явной топливной направленности отечественной нефтепереработки выпускаемые по неизменному остаточному принципу битумные вяжущие материалы являются ее отходами. Поэтому важнейшей задачей модификации таких битумов становится исправление не только физико-механических, но и химических свойств.

Одним из важнейших направлений повышения долговечности и качества таких материалов стало введение в их состав различного рода добавок, позволяющих улучшить присущие битумам свойства и модифицировать их в необходимом для практики направлении. И одними из распространенных добавок являются резины, каучуки и термоэластопласты, которые улучшают пластоэластические, морозостойкие и другие свойства битумов.

В ходе ведущейся в последние годы дискуссии о необходимом для нашей страны качестве дорожных битумов выявились две противоположные точки зрения. Согласно одной из них необходимо всемерно увеличивать интервал пластичности применяемых вяжущих для того, чтобы температуры их размягчения и хрупкости были соответственно не ниже и не выше возможных для дорожных покрытий (в той или иной местности) температур в летний и зимний периоды. Так как выпускаемые по ГОСТ 22245—90 битумы не обладают такими свойствами, то это и рассматривается в качестве одной из главных причин недостаточной долговечности асфальтобетонных покрытий. В результате появились рекомендации по модифицированию битумов полимерами (расширяющими интервал их пластичности), для верхних слоев дорожных покрытий федеральных дорог решено использовать только модифицированные вяжущие [4]. Как показывают теоретические расчеты, применение модификаторов битумов при устройстве верхних слоев асфальтобетонных покрытий позволит увеличить срок службы покрытий на $10 \div 30$ %, при этом удорожание составит от 2,6 до 27 % [5].

Особенно актуальным является использование модифицированных битумных материалов повышенного качества при строительстве и ремонте дорог с асфальтобетонными покрытиями в районах с суровым континентальным климатом и низкими зимними температурами, например в Республике Саха (Якутия). Использование битумов, модифицированных каучуками в количестве $2 \div 4$ %, позволяет повысить деформативную способность асфальтобетона при низких температурах в $3 \div 5$ раз, что очень важно в условиях Крайнего Севера [6].

Среди различных полимерных модификаторов битума особое внимание следует уделить отходам резинотехнических изделий и, в первую очередь, отходам шинной резины. Известно, что при изготовлении шин используются резины с достаточно высокой морозостойкостью, что подтверждает пер-

спективность их применения в асфальтобитумных композициях в дорожном строительстве в климатических условиях Якутии и других регионов Крайнего Севера РФ.

Шины изготовляют в основном из так называемых резин общего назначения на основе полиизопреновых, полибутадиеновых и бутадиенстирольных каучуков. Эти виды резин набухают в жидких фракциях битума и имеют достаточное количество незатронутых вулканизацией двойных связей, что является решающим фактором для их химического соединения с высокомолекулярными компонентами битумов. В шинной резине присутствуют до $30 \div 35$ % технического углерода в виде мелкодисперсной сажи и различные микродобавки, влияющие на характеристики шин. За долгое время применения и производства шин разработаны очень жесткие нормы на состав и характеристики как сырья (смеси каучуков), из которого они производятся, так и на конечный продукт — резину. Автошины, производимые в массовом масштабе, как уже отмечалось, имеют достаточно устоявшийся состав, который, конечно, у разных производителей различен, но оптимизирован по прочностным характеристикам, износостойкости, устойчивости к старению и т. д. Все эти характеристики полностью соответствуют и требованиям к свойствам вяжущих в асфальтах для дорожных покрытий [7].

Кроме того, состав нефтей, добываемых на территориях с холодным климатом, в частности в Якутии, таков, что доля тяжелой нефтяной фракции в них высока, и поэтому одним из перспективных направлений промышленной нефтепереработки является производство дорожных битумов, например, при промышленной переработке якутских нефтей Тас-Юряхского и Ореляхского месторождений.

Анализ долговечности дорожных покрытия в Якутии и других регионах российского Севера показывает:

1) качество дорожных покрытий не отвечает требованиям эксплуатации ввиду недостаточной морозо- и водостойкости покрытий и многочисленных нарушений при укладке;

2) применение резиновой крошки в композициях для улучшения эксплуатационных свойств дорожных покрытий вызывает большой интерес у их производителей.

Поэтому поиск путей рационального использования шинных отходов для повышения качества асфальтобитумных композиций в экстремальных условиях эксплуатации является весьма актуальной задачей.

Очевидно, что грамотно и правильно решить эту задачу позволит технология соединения отходов резины с нефтяными битумами, учитывающая хотя бы частично сложнейшие физико-механические и химические процессы, происходящие как в исходных битумах и их смесях с резиной, так и в конечных продуктах — асфальтобетонных и дорожных покрытиях. Причем решать задачу нужно исходя из необходимых и достижимых параметров дорожных покрытий и асфальтобетонов, а не из эмпирических представлений о полезности резины в битуме и асфальте. Для такой технологии должны быть сконструированы и получены вяжущие материалы, применение которых позволит заметно и, главное, долговременно улучшать асфальтобетонные покрытия дорог, особенно в резко усложнившихся условиях их эксплуатации [8].

Только в этом случае возможно экономически и технически эффективное решение проблемы масштабной утилизации отходов резины, поскольку потребности дорожной отрасли в резиновой крошке для улучшения качества вяжущих могут быть очень большими (сотни тысяч тонн) [9].

Анализ данных работы [8] показал, что по комплексу параметров наибольшими потенциальными возможностями для улучшения свойств битумных вяжущих обладает крошка из резин общего назначения, в том числе шинная. При этом полностью снимается проблема с сырьем, поскольку производство каучуков и полимеров в основном монополизировано, в то время как производство резиновой крошки не имеет этих ограничений. Имеющееся оборудование позволяет легко развернуть производство резиновой крошки при наличии на нее заметного спроса [8].

В Институте проблем нефти и газа СО РАН ведутся работы по исследованию влияния состава резиновой крошки на свойства наполненных ее композитов. На начальном этапе работ матрицей для наполнения была выбрана морозостойкая резина промышленной марки В-14 на основе бутадиен-

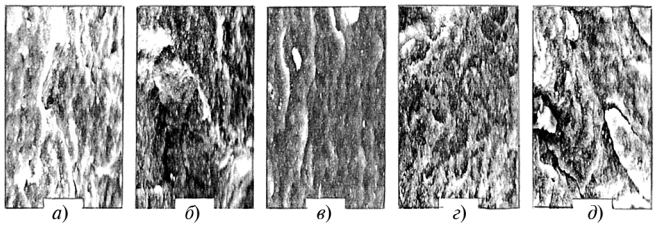


Рис. 1. Структура резин, модифицированных 40 % резиновой крошки (×100):
а — исходная резина В-14; *б* — резина В-14 + крошка В-14; *в* — резина В14 + механоактивированная крошка В-14; *г* — резина В-14 + крошка 51-1481; *д* — резина В-14 + механоактивированная крошка 51-1481

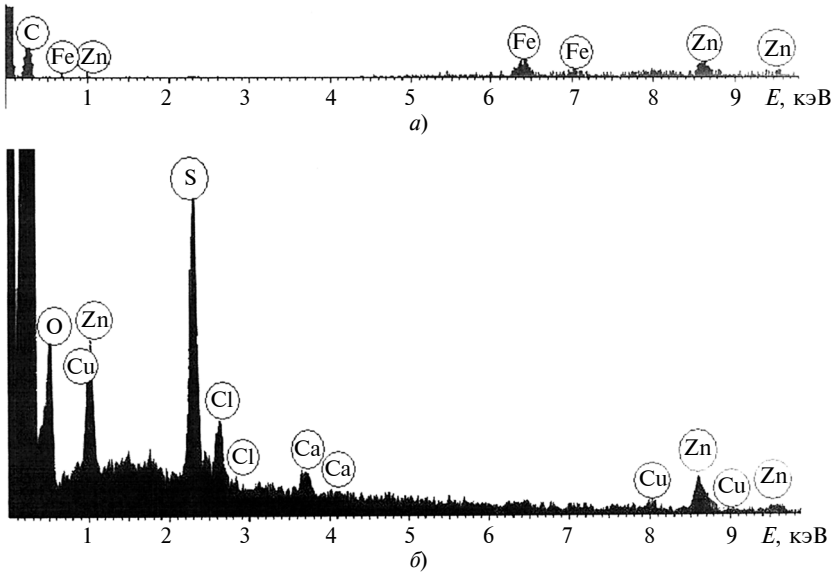


Рис. 2. Суммарный спектр распределения элементов на поверхности неактивированной (*а*) и механоактивированной (*б*) резиновой крошки

нитрильного каучука БНКС-18. Сырьем для получения измельченных вулканизатов являлись отходы производства резин общего назначения опытно-промышленного участка резино-технических изделий Института проблем нефти и газа СО РАН, состав которых подобен составу шинных резин. Измельчение проводили на режущей мельнице фирмы "Fritch" с использованием сита 0,75 мм. Перед введением в эластомерную матрицу была проведена механоактивация резиновой крошки на планетарной мельнице АГО-2 в течение 3 мин. Крошку вводили на вальцах в сырую резиновую смесь в количестве 20 и 40 % массы.

На рис. 1 представлены микрофотографии, полученные на сканирующем электронном микроскопе JSM 6480 LV. Видно, что в композиции "нитрильный каучук—нитрильный каучук" механоактивация способствует получению материала с более однородной структурой по сравнению с материалом с неактивированной резиновой крошкой.

В случае, когда матрица и наполнитель имеют разный полимерный состав "полярный нитрильный каучук—неполярный этилен-пропиленовый каучук", наблюдается структурная неоднородность.

На рис. 2, *а, б* представлены суммарные спектры распределения элементов на поверхности резиновой крошки. Установлено, что механоактивация резиновой крошки приводит к появлению многих активных химических групп на поверхности крошки. Особенно важно, что выявлена миграция серы на поверхность резиновой крошки, что должно предполагать интенсификацию процессов совулканизации на границе раздела фаз "матрица—резиновая крошка". Наличие серы на поверхности резиновой крошки должно способствовать улучшению взаимодействия ее с битумом, так как серу используют при компаундировании товарного битума тяжелыми нефтяными остатками [10].

Таким образом, показана перспективность разработки асфальтобитумных композиций с повышенной морозостойкостью на основе местных битумов с добавлением резиновой крошки. Исследования, проводимые ранее в Институте, могут быть научным заделом для новых исследований в этой области.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Захаров А. Б.** Переработка отходов РТИ. Использование гидроизоляционного материала "Р-ПЛАСТ" в качестве противофильтрационного экрана на полигонах захоронения ТБО // Тез. докл. Всеросс. науч.-кракт. конф. "Оптимизация обращения с отходами производства и потребления". Ярославль: 15, 16 апреля 2003.
2. **Соловьев Е. М., Несиоловская Т. Н.** Расширение сырьевой базы за счет использования вторичных полимеров в дисперсном виде // Тез. докл. "Сырье и материалы для резиновой промышленности. Настоящее и будущее". М.: НИИШП, 1996. 234 с.
3. **Измельчение** отходов силоксановой резины методом упругодеформационного воздействия / О. А. Серенко, У. А. Мурадова, И. Б. Мешков, Е. С. Оболонкова и др. // Каучук и резина. 2008. № 3. С. 24.
4. **Какие** битумы нам нужны? О проблемах оценки и выбора битумов для дорожных отраслей / Е. Железко, Т. Железко, А. Уралев и др. // Автомобильные дороги. 2002. № 1. С. 12—14.
5. **Калгин Ю.** Экономическая целесообразность применения модифицированных битумов при устройстве верхних слоев асфальтобетонных покрытий // Дороги России XXI века. 2002. № 3. С. 69—71.
6. **Лаврухин В. П., Калгин Ю. И.** Свойства асфальтобетонов на модифицированных битумах // Наука и техника в дорожной отрасли. 2002. № 1. С. 14—17.
7. **Смирнов Н. В.** Некоторые характеристики резиновой крошки, используемой в составе композиционных вяжущих для дорожных асфальтобетонов // Химическая техника. 2003. № 3.
8. **Смирнов Н. В., Смирнов Б. М., Булгаков А. П.** Материалы БИТРЭК — эффективное решение экологической проблемы масштабной утилизации отходов резины // Вторичные ресурсы. 2003. № 6.
9. **Сметанин В. И.** Защита окружающей среды от отходов производства и потребления. М.: Колос, 2003. 230 с.
10. **Сера** в дорожных покрытиях и серо-битумное вяжущее / Н. Л. Страхова, В. Л. Зубихина, Т. Н. Бахарева и др. // Автомобильные дороги. 2000. № 9. С. 35.

Конференция по зубчатым передачам

С 3 по 5 декабря 2008 г. в Ижевском Государственном Техническом Университете состоялась научно-техническая конференция с международным участием "Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения", которая традиционно проводится в г. Ижевске на протяжении последних 20 лет.

Данная конференция была организована при содействии Министерства образования и науки Российской Федерации, ГОУ ВПО Ижевский Государственный Технический Университет и Министерства промышленности и транспорта Удмуртской Республики. Основными организаторами конференции являлись Российская Ассоциация инженеров механических трансмиссий и приводов (РАМТ), Институт механики ИжГТУ, ОАО "Редуктор" и ООО УНПЦ "Механик".

В работе конференции приняли участие:

представители городов и стран:

Москва, Санкт-Петербург, Томск, Уфа, Курган, Тюмень, Волгоград, Электросталь, Ростов-на-Дону, Волгоград, Псков, Златоуст, Новосибирск, Барыш, Майкоп, Орел, Воткинск, Глазов, Ижевск (Россия); Минск (Республика Беларусь); Острава (Чешская Республика);

представители научных центров, вузов и предприятий:

Санкт-Петербургский Государственный Университет Информационных Технологий Механики и Оптики, Ижевский Государственный Технический Университет, Объединенный институт машиностроения НАН Республики Беларусь, Волгоградский государственный технический университет, ОАО "Электростальский Завод Тяжелого Машиностроения", НПЦ "ЦНИИТМАШ" (Москва), МГТУ "Станкин" (Москва), ОАО "Станкоагрегат" (Москва), Томский политехнический университет, ЗАО "Технология. Маркет" (Томск), Тюменский государственный нефтегазовый университет, Южно-Уральский Государственный Университет (Златоуст), НИИ механики и прикладной математики им. И. И. Воровича Южного Федерального Университета (Ростов-на-Дону), Псковский государственный политехнический институт, Воткинский филиал ИжГТУ, Глазовский филиал ИжГТУ, ОАО "РЕДУКТОР" (Барыш), ОАО "ЗАРЕМ" (Майкоп), Сибирский государственный университет путей сообщения (Новосибирск), Институт механики Уфимского научного центра РАН, Орловский государственный технический университет.

Всего в работе конференции приняли личное участие более 70 ученых из России, Беларуси и Чешской Республики.

С приветственным словом к участникам конференции на пленарном заседании обратились ректор ИжГТУ д. т. н., проф. Б. А. Якимович и президент РАМТ к. т. н. С. М. Молчанов.

Пленарное заседание было посвящено общим проблемам и перспективам развития теории зацеплений и редукторостроения в России и в мире.

В докладе председателя программного комитета д. т. н., проф. В. И. Гольдфарба на основе подробного анализа публикаций в международных журналах и сборниках трудов конференций, проводимых под эгидой Международной федерации по ТММ (IFToMM), Американского общества инженеров-механиков (ASME) и ряда крупнейших Ассоциаций производителей зубчатых передач (AGMA, JGMA, VDI, BGA и др.), были прослежены основные тенденции развития теории и практики реальных передач зацеплением с учетом технологии изготовления и условий их работы.

В докладе генерального директора ОАО "Редуктор" (Ижевск) к. т. н. С. М. Молчанова на примере конкретного предприятия были рассмотрены итоги развития российского редукторостроения за последние годы, сформулированы задачи по повышению его конкурентоспособности, особенно в условиях финансового кризиса, и отмечена необходимость объединения усилий ученых и производственников.

На пленарном заседании прошла презентация фундаментальной монографии проф. Ф. Л. Литвина (США) "Gear Geometry and Applied Theory", выпущенной в Кембридже вторым, дополненным изданием в соавторстве с А. Фуентесом (Испания). Последние научные достижения проф. Ф. Л. Литвина и его учеников из Японии и Испании были отражены на трех стендовых докладах, посвященных исследованию и компьютерному моделированию передач конических, червячных и составленных из некруглых колес.

На конференции впервые в России была представлена портретная галерея знаменитых основоположников теории и практики производства зубчатых передач, среди которых основатели всемирно известных фирм: Reischauer, Lorenz, Klingelnberg, Gleason, выдающиеся инженеры и ученые Buckingham, Wildhaber, Baxter, Niemann, Saari, Х. И. Гохман, Х. Ф. Кетов, М. Л. Новиков, Л. В. Коростелев, В. Н. Кудрявцев. Эта галерея, с большой тщательностью собранная в Чикаго профессором Ф. Л. Литвиным, к этой конференции была дополнена портретами недавно ушедших от нас Э. Л. Айрапетова, М. Л. Ерихова, Я. С. Давыдова, Г. И. Шевелевой.

На заседаниях тематических секций было заслушано более 50 докладов по таким направлениям, как общие вопросы теории зацеплений, прочность зубчатых передач, планетарные передачи, кониче-

ские передачи, конструкции, современные технологии, САПР зубчатых передач.

Традиционно для Ижевских конференций часть докладов была посвящена исследованию червячных передач общего вида, в том числе спироидных. Были представлены книги: Сандлер А. И., Лагутин С. А., Верховский А. В "Производство червячных передач", издательство "Машиностроение", 2008, и Короткин В. И., Онишков Н. П., Харитонов Ю. Д. "Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие", издательство "Машиностроение-1", 2007.

Конференция заслушала доклады и сообщения о достижениях в области исследований и внедрения в производство зубчатых передач с зацеплением Новикова и отметила перспективность данных работ, обратив особое внимание на передачи в высокотвердом исполнении и финишную обработку поверхностей их зубьев.

На конференции рассматривались вопросы синтеза геометрии профилей зубьев колес и достоинства различных схем компоновки передач с промежуточными телами качения. Большой интерес со стороны участников конференции вызвал доклад ЗАО "Технология. Маркет" (г. Томск) о новом виде зацепления (эксцентриково-циклоидальное). Ряд промышленных предприятий выразил готовность начать работу по освоению редукторов с новым видом зацепления.

Участники конференции отметили высокую активность молодых ученых из разных городов России, представивших интересные работы на высоком профессиональном уровне, озабоченность сложным положением отечественной индустрии зубчатых передач и необходимость организации аналогичных конференций. Отмечена также настоятельная необходимость инвестирования со стороны промышленных предприятий научных исследований в области зубчатых передач и редукторостроения.

Сборник трудов конференции размещен на сайте http://new.gears.ru

Председатель организационного и программного комитета конференции,
заслуженный деятель науки РФ, академик РАЕН,
д. т. н., профессор В. И. ГОЛЬДФАРБ

Пилотный проект по дистанционному обследованию объектов газотранспортной системы

ЗАО "Центр Инфраструктурных Проектов" (ЦИП) и ООО "ВНИИГАЗ" подписали Договор о проведении воздушного лазерного сканирования участков магистрального газопровода "Горький—Центр". Данная работа является предварительным этапом по сбору исходных данных для разработки концепции применения воздушного лазерного сканирования при проектировании и геотехническом мониторинге объектов газотранспортных систем (ГТС) в системе ОАО "Газпром".

В процессе обработки данных полученная модель местности и рельефа оптимизируется путем создания 3D моделей местности и наземных объектов ГТС в системе ArcGIS. Используя накопленный опыт, ЗАО "Центр Инфраструктурных Проектов" разработает прототип системы управления пространственно-распределенными объектами, а также подготовит отчет о возможностях применения воздушного лазерного сканирования при построении комплексной информационной системы для ОАО "Газпром".

"Наша компания заинтересована в максимальной оптимизации процессов проектирования объектов газотранспортной системы и их эксплуатации, — прокомментировал генеральный директор ООО "ВНИИГАЗ" Роман Олегович Самсонов. — Для этого необходим точный геотехнический анализ местности и информация о состоянии объектов. Проект по воздушному лазерному сканированию наземных объектов ГТС может стать важным шагом на пути к внедрению инновационных способов мониторинга их состояния и формирования на этой основе комплексных систем управления".

"Располагая уникальной в России технологией аэрофотосъемки, мы можем создавать для заказчика точные топографические материалы в масштабах вплоть до 1:500, — сказал генеральный директор ЗАО "Центр Инфраструктурных Проектов" Сергей Вячеславович Комягин. — Мы имеем серьезный опыт в разработке геоинформационных систем в области электроэнергетики и надеемся успешно реализовать его в совместном проекте с ООО "ВНИИГАЗ"".

ЗАО "Центр Инфраструктурных Проектов" (www.cip.ru) с 2000 г. осуществляет комплексные проекты по созданию, внедрению и поддержанию систем управления крупными инфраструктурными активами в следующих областях:

внедрение информационных систем управления инфраструктурными активами и создание корпоративных систем управления пространственно-распределенными объектами и ресурсами, включая разработку 3D моделей активов;

пространственно-технический мониторинг активов с использованием современных наземных, воздушных и космических методов съемки линейно-протяженных и площадных объектов, включая

сбор данных с заданной регулярностью и их обработку;

проведение комплекса инженерно-геодезических изысканий при проектировании, строительстве, эксплуатации и инвентаризации промышленных объектов различного назначения;

мониторинг внешней среды и прогнозирование опасных природных явлений в местах расположения объектов инфраструктуры.

За достигнутые результаты работы компания была удостоена звания лауреата премии "За вклад в укрепление конкурентоспособности России". Она является действующим членом Международного Совета по большим электрическим системам высокого напряжения CIGRE (International Council on Large Electric Systems).

А. ПЕТРЕНКО, зам. ЦИП

Рецензия

А. Н. Петухов. Механизм фреттинг-коррозии и фреттинг-усталости высоконагруженных малоподвижных соединений ГТД и ЭУ. Монография. М.: ЦИАМ, 2008. 204 с.

Монография А. Н. Петухова является обобщением многолетних исследований автора в области фреттинг-коррозии и фреттинг-усталости — одной из актуальнейших проблем конструкционной прочности современных ГТД и ЭУ.

Из приведенных в работе примеров следует, что возникновение фреттинг-коррозии в деталях ГТД и ЭУ сопровождается снижением предела выносливости малоподвижных соединений от 1,5 до 10 раз.

На основе теоретического анализа условий силового взаимодействия и напряженно-деформированного состояния (НДС) в зоне контакта малоподвижных соединений при циклическом нагружении, вызывающих фреттинг-коррозию и разрушения материалов от фреттинг-усталости, автором предложена модель фреттинг-усталости, получившая признание и положительный отзыв у специалистов в области трибологии.

На фоне известных исследований зарубежных и отечественных ученых особенно ярко проявляется разнообразие и уникальность разработанных автором методик (подтвержденных авторскими свидетельствами), применявшихся при комплексном изучении механизма фреттинг-коррозии и фреттинг-усталости. Некоторые из методик были включены в "Методические рекомендации МР 217—86" Государственного комитета СССР по стандартам.

Принципиальное отличие представленной работы от известных заключается в том, что автору на основе комплексных исследований впервые удалось установить связь между факторами (амплитудой относительных перемещений A_p, величиной нормального давления p, частотой нагружения, длительностью нагружения, коэффициентом трения и др.), влияющими на интенсивность процесса фреттинга и на фреттинг-усталость, для разных пар конструкционных материалов, включая, применяемые в отечественных ГТД.

Установлено и подтверждено металлографическими исследованиями, что принцип суперпозиции повреждений при фреттинг-усталости (независимость результатов испытаний на усталость материала, предварительно поврежденного фреттингом, с результатами испытаний на фреттинг-усталость) не является универсальным, а справедлив только для высокопрочных сталей. В то же время выявлены принципиальные отличия в механизмах повреждения титановых сплавов в процессе фреттинга и при фреттинг-усталости. Кроме того, установлено существенное различие пределов выносливости при испытаниях на фреттинг-усталость по схеме "вал—втулка" при жестком и мягком видах нагружениях. Полученные результаты представлены в виде: кривых усталости; таблиц значений эффективных коэффициентов концентрации $K_\sigma^{фр}$ для разных пар материалов в условиях мягкого и жесткого нагружения; значений показателей m — наклона кривых усталости; значений $S_{\lg N}$ — характеристик рассеяния долговечности $\lg N$, необходимых для прогнозирования запасов прочности по сопротивлению усталости для типичных пар конструкционных материалов, применяемых в ГТД и ЭУ (сталь 13Х11Н2ВМФ, сплавы АК4-1, ВТ3-1, ВТ8 и др.) в зависимости от давления p в зоне контакта, вида нагружения, сочетания контактирующих материалов (однородные, разнородные), наличия поверхностного упрочнения и антифреттинговых покрытий.

Установлено также, что повреждаемость одной и той же пары материалов (сталь—титан) существенно отличается, если они в соединении выполняют разные функции: вала или втулки. Например, если для стального образца (вал) и титановой накладки (втулка) $K_\sigma^{фр} = 1{,}83$, то для титанового образца (вал и стальной накладки (втулка) величина $K_\sigma^{фр}$ резко возрастает, достигая значения 3,43. Последнее подтверждает, что для титановых спла-

вов принцип суперпозиции повреждений не соблюдается.

Большое внимание в работе уделено анализу особенностей НДС и сопротивлению усталости замковых соединений лопаток: рассмотрено распределение контурных напряжений в замковом соединении при статическом нагружении (растяжение и изгиб) по данным известных работ и по впервые полученным автором результатам исследования деформаций на площадке контакта замковых соединений при совместном статическом и вибрационном нагружении для разных конструктивных сопряжений хвостовика с диском: в зависимости от величины α, — от центробежной силы $P_{ст}$ и др.

В монографии приведены результаты испытаний на МнЦУ около 30 вариантов замковых соединений из алюминиевых (АК4-1, ВД17) титановых (ВТ3-1, ВТ8, ВТ10, и никелевых (ЭИ437БУВД, ЖС26ВСНК, ЖС6ФМОНО, ЖС30МОНО), сплавов высокопрочных сталей (13Х11Н2ВМФ, ХН45МВТЮБР-ИД и др.) в широком диапазоне температур ($20 \div 650$ °С).

Исследования подтвердили роль НДС и дополнительно выявили влияние на сопротивления фреттинг-усталости замковых соединений следующих факторов: масштабного; конструктивных особенностей сопряжения хвостовика с дисковым элементом; температуры испытаний; технологических факторов; защитных покрытий и др.

В работе показано, что повреждаемость фреттинг-коррозией и определение предела фреттинг-выносливости ответственных конструкций из титановых сплавов следует оценивать при испытаниях натурных элементов конструкций или их моделей в условиях, максимально приближенных к эксплуатационным. Это позволит определить реальную прочность конструкции с учетом фреттинг-усталости и обеспечить надежность конструктивного элемента при эксплуатации.

На основе результатов исследований процессов фреттинга, фреттинг-износа и фреттинг-усталости на стандартных образцах и моделях замковых соединений лопаток в условиях МнЦУ и МЦУ автором предложены и внедрены: методики прогнозирования пределов выносливости малоподвижных соединений деталей с учетом фреттинг-усталости и методы повышения сопротивления фреттинг-усталости замковых соединений, валов и дисков компрессоров ГТД.

Рассмотрен также ряд конструктивных и технологических способов повышения несущей способности в условиях фреттинг-коррозии и фреттинг-усталости, применяемых за рубежом в современных ГТД. Показано, что формальное применение технологических методов не устраняет основные причины возникновения фреттинга и не исключает процесс фреттинг-коррозии.

Результаты работ автора использовались при проектировании и доводке отечественных ГТД и ЭУ. Актуальность этой работы в настоящее время повышается при внедрении новых конструкционных материалов, а для монокристаллических сплавов — обостряется.

По комплексу методов исследований процессов фреттинг-коррозии и фреттинг-усталости, по спектру изученных конструкционных материалов и деталей из них, по условиям исследований проблемы фреттинг-усталости, статистической достоверности полученных результатов, методикам прогнозирования фреттинг-усталости, представленных автором в монографии, в мировой технической литературе по фреттингу и фреттинг-усталости аналогов нет.

Ю. Н. ДРОЗДОВ, д-р техн. наук, проф.
ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН