ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

3

2016

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 «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(499)-269-52-98
Факс: 8-(499)-269-48-97

Адрес редакции:

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

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Афонин С. М. — Преобразование параметрических структурных схем пьезодвигателей нано- и микроперемещений при продольном пьезоэффекте . . . 3

Кузнецов Н. К. — Разработка и исследование самонастраивающегося гидравлического демпфера для пневматического робота . . . 14

Алексеев А. Е., Алабышев А. П. — Контроль методом акустической тензометрии отклонения от плоскостности круглых пил при несимметричном изгибе . . . 20

Цхай Э. Б. — Совокупный учет радиальной деформации гайки, шероховатости поверхности витков и опорного изгибающего момента при деформациях резьбовых соединений . . . 22

Фомин М. В. — Уравнение кривой деформирования металлов при малых упруго-пластических деформациях . . . 26

Цвик Л. Б., Зеньков Е. В., Еремеев В. К. — Расчетно-экспериментальное моделирование разрушения материала конструкций при двухосном растяжении . . . 28

Матлин М. М., Лебский С. Л., Казанкина Е. Н., Казанкин В. А., Манукян Д. С. — Экспресс-контроль прочности резьбовых деталей . . . 33

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Кохановский В. А., Глазунов Д. В. — Выбор компонентов смазочного материала для открытых узлов трения подвижного состава . . . 36

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Безукладников А. И., Паршин С. В. — Влияние геометрии инструмента на энерго-силовые показатели напряженно-деформированного состояния при раздаче трубы профильным дорном . . . 38

Семёнов И. Е., Рыженко С. Н., Даева Н. Н. — Прогнозирование расчетной точности геометрии заготовок при разделении тонколистового металла эластичными средами . . . 40

Жижкин А. М., Лазуткин Г. В., Давыдов Д. П., Волкова Т. В. — Расчет фильтрующих элементов из проволочного материала МР . . . 44

Табаков В. П., Чихранов А. В. — Оценка напряженного состояния износостойких покрытий режущего инструмента . . . 49

Ямников А. С., Волков Д. П. — Технологическое обеспечение качества винтовых оправок . . . 55

Проблемы теории и практики резания материалов

Морозов А. В. — Износ алмазного инструмента при правке дискретных шлифовальных кругов . . . 59

Еренков О. Ю., Богачев А. П. — Комбинированный способ точения полимерных материалов на основе электромагнитного облучения заготовки . . . 64

Зюзин А. А., Константинова И. С., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. — Технологическое обеспечение качества обработки отверстий закаленных деталей тонким растачиванием резцами из сверхтвердых материалов . . . 67

Тахман С. И., Тюкалов О. А. — Особенности формообразования впадин цилиндрических зубчатых колес при обработке червячными фрезами . . . 70

Обработка материалов без снятия стружки

Мамаев В. Б., Первов М. Л. — Учет сил контактного трения при объемной штамповке . . . 74

Захаров О. В., Худобин Л. В., Веткасов Н. И., Скляров И. А., Кочетков А. В. — Струйно-абразивная обработка крупногабаритных деталей . . . 79

Яковлев С. С., Трегубов В. И., Осипова Е. В. — Предельные деформации при ротационной вытяжке с утонением стенки трубных заготовок из анизотропных материалов . . . 81

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Гершман И. С., Гершман Е. И. — Восстановление изношенных участков контактных проводов без их демонтажа . . . 85

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Afonin S. M. — Transformation of parametric structural schemes of piezomotors of nano- and microdisplacements at longitudinal piezoeffect

Kuznetsov N. K. — Development and research of self-regulating hydraulic damper and pneumatic robot

Alekseev A. E., Alabyshev A. P. — Control of deviation from flatnes of circular saws at non-symmetric bending by method of acoustic tensometry

Tskhay E. B. — Combined consideration of nut radial deformation, surface roughness of threads and support bending moment at deformations of threaded joints

Fomin M. V. — The curve equation of metal deformation at small elastoplastic deformations

Tsvik L. B., Zen'kov E. V., Eremeev V. K. — Calculation-experimental modeling of material failures of structure at biaxial tension

Matlin M. M., Lebskiy S. L., Kazankina E. N., Kazankin V. A., Manukyan D. S. — Express-control of strength of threaded parts

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Kokhanovskiy V. A., Glazunov D. V. — Selection of lubricant material components for open friction units of rolling-stock

MANUFACTURING ENGINEERING

Bezukladnikov A. I., Parshin S. V. — Influence of tool geometry on energy-force factors of stressed-deformed state at tube expansion by profile draw bar

Semenov I. E., Ryzhenko S. N., Daeva N. N. — Forecasting of calculation accuracy of billets geometry at division of thin-sheet metal by elastic mediums

Zhizhkin A. M., Lazutkin G. V., Davydov D. P., Volkova T. V. — Calculation of filter elements from wire material "MR"

Tabakov V. P., Chikhranov A. V. — Assessment of stressed state of wear resistant coatings of cutting tool

Yamnikov A. S., Volkov D. P. — Technological support of quality of helical mandrels

Problems of theory and practice of materials cutting

Morozov A. V. — Wear of diamond tool at dressing of discrete grinding wheels

Erenkov O. Yu., Bogachev A. P. — Combined method of polymer materials turning on the base of electromagnetic irradiation of billet

Zyuzin A. A., Konstantinova I. S., Kaz'min B. N., Yurov M. D. — Technological support of machining quality of holes or hardened parts by fine boring by cutters from superhard materials

Takhman S. I., Tyukalov O. A. — Features of forming of hollows on cylindrical gears at processing by hobbing cutters

Chipless processing of materials

Mamaev V. B., Pervov M. L. — Consideration of contact friction forces at die forging

Zakharov O. V., Khudobin L. V., Vetkasov N. I., Sklyarov I. A., Kochetkov A. V. — Abrasive flow machining of large-size parts

Yakovlev S. S., Tregubov V. I., Osipova E. V. — Limit deformations at rotary drawing with thinning of wall of tube billets from anisotropic materials

TECHNICAL INFORMATION

Gershman I. S., Gershman E. I. — Restoration of worn zones of contact wires without their demounting

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 25.12.2015. Подписано в печать 19.02.2016.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2016

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК [534.232:62-503].001.57

С. М. АФОНИН, канд. техн. наук [МИЭТ], тел.: (499)710-66-74

Преобразование параметрических структурных схем пьезодвигателей нано- и микроперемещений при продольном пьезоэффекте

На основании решения волнового уравнения построена структурно-параметрическая модель пьезодвигателя, определено влияние геометрических, физических параметров и внешней нагрузки на его статические и динамические характеристики в системе управления. Получены передаточные функции пьезодвигателя для пьезопривода наноперемещений и параметрические структурные схемы пьезодвигателя, выполнено преобразование параметрических структурных схем.

Ключевые слова: структурно-параметрическая модель, пьезодвигатель, параметрическая структурная схема, нано- и микроперемещения, продольный и поперечный пьезоэффекты, деформация, передаточные функции.

On the base of wave equation solution, the structural parametric model of a piezomotor is composed, the influence of geometric, physical parameters and external load on its static and dynamic characteristics in a control system is determined. The transfer functions of a piezomotor for a nanodisplacement piezodrive and parametric structural schemes of a piezomotor are obtained, the transformation of parametric structural schemes is performed.

Keywords: structural parametric model, piezomotor, parametric structural scheme, nano- and microdisplacements, longitudinal and transverse piezoeffects, deformation, transfer functions.

Нано- и микрометрическая точность микроэлектронного и нанотехнологического оборудования обеспечивается прецизионными электромеханическими системами с электроупругими приводами, основанными на деформации исполнительного пьезодвигателя (ПД). Применение для нано- и микроперемещений ПД (пьезоактюаторов, пьезопреобразователей, пьезокомпенсаторов) перспективно в нанотехнологическом оборудовании фотоники, энергетики, микроэлектроники, астрономии, адаптивной оптики. В фотонике ПД используют, например, для нано- и микроперемещений зеркал лазеров при оптических методах передачи информации и энергии, их применяют для юстировки зеркал лазерных кольцевых гироскопов, для совмещения и сканирования в электронных, зондовых, атомно-силовых микроскопах [1—6].

Для синтеза систем управления необходимы математическое моделирование и структурно-параметрические модели ПД. Последние обеспечивают формализацию процесса преобразования входного электрического напряжения в перемещение торцов ПД с учетом внешней механической нагрузки, физических параметров ПД и электрических характеристик согласующих цепей.

Точные электромеханические приводы, работающие на основании пьезоэлектрического эффекта, используют для прецизионного совмещения, компенсации температурных и гравитационных деформаций, а также атмосферной турбулентности путем коррекции волнового фронта [2, 3]. ПД нано- и микроперемещений работают при нагрузках, обеспечивающих упругие деформации исполнительного устройства.

Пьезодвигатели имеют высокие пьезомодули, поэтому их широко применяют для наноперемещений. Они работают на основании обратного пьезоэффекта, при котором результат перемещения достигается после приложения электрического напряжения вследствие деформации ПД в диапазоне от единиц нанометров до единиц микрометров с погрешностью в пределах десятых долей нанометров [1—6].

Решение волнового уравнения с учетом соответствующего уравнения электроупругости и граничных условий на двух нагруженных рабочих поверхностях ПД позволяет построить структурно-параметрическую модель ПД, на основании которой можно получить его передаточные функции.

Решение волнового уравнения и структурно-параметрическая модель пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте

Деформация ПД соответствует его напряженному состоянию. При механическом напряжении T в ПД возникает деформация S. Существует шесть компонент напряжений: T_1, T_2, T_3, T_4, T_5, T_6, из

них компоненты T_1—T_3 относятся к напряжениям растяжения—сжатия, T_4—T_6 — к напряжениям сдвига.

Матричные уравнения состояния [7], связывающие электрические и упругие переменные для поляризованной пьезокерамики, имеют вид:

$$[D] = [d][T] + [\varepsilon^T][E]; \quad (1)$$

$$[S] = [s^E][T] + [d]^t[E]. \quad (2)$$

Здесь уравнение (1) описывает прямой пьезоэффект, уравнение (2) — обратный; $[D]$ — матрица-столбец электрической индукции по координатным осям; $[S]$ — матрица-столбец относительных деформаций; $[d]$ — матрица пьезоэлектрических модулей; $[T]$ — матрица-столбец механических напряжений; $[\varepsilon^T]$ — матрица диэлектрических проницаемостей при $T = \text{const}$; $[E]$ — матрица-столбец напряженности электрического поля по координатным осям; $[s^E]$ — матрица упругой податливости при $E = \text{const}$.

В матрице упругой податливости для поляризованной пьезокерамики пять независимых компонент — s_{11}^E, s_{12}^E, s_{13}^E, s_{33}^E, s_{55}^E:

$$[s_{ij}^E] = \begin{bmatrix} s_{11}^E & s_{12}^E & s_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ s_{12}^E & s_{11}^E & s_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ s_{13}^E & s_{13}^E & s_{33}^E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s_{55}^E & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s_{55}^E & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(s_{11}^E - s_{12}^E) \end{bmatrix}.$$

Транспонированная матрица пьезоэлектрических модулей в данном случае имеет вид:

$$[d_{ij}]^t = \begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{15} & 0 \\ d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Матрица диэлектрических проницаемостей при $T = \text{const}$ имеет вид:

$$[\varepsilon^T] = \begin{bmatrix} \varepsilon_{11}^T & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{22}^T & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_{33}^T \end{bmatrix}.$$

Направление оси P поляризации, т. е. направление, по которому проведена поляризация, как правило, принимают за направление оси 3.

В общем виде уравнение электроупругости [7] запишем как

$$S_i = s_{ij}^{E,H,\Theta} T_j + d_{mi}^{H,\Theta} E_m + d_{mi}^{E,\Theta} H_m + \alpha_i^{E,H} \Delta\Theta,$$

где S_i — относительная деформация по оси i; $s_{ij}^{E,H,\Theta}$ — упругая податливость при $E = \text{const}$, $H = \text{const}$, $\Theta = \text{const}$; T_j — механическое напряжение по оси j; $d_{mi}^{H,\Theta}$ — пьезомодуль; E_m — напряженность электрического поля по оси m; $d_{mi}^{E,\Theta}$ — коэффициент магнитострикции; H_m — напряженность магнитного поля по оси m; $\alpha_i^{E,H}$ — коэффициент теплового расширения; $\Delta\Theta$ — изменение температуры; $i, j = 1, 2, ..., 6$; $m = 1, 2, 3$.

Для сегнетокерамики с учетом симметрии ее свойств имеем пять упругих податливостей — s_{11}^E, s_{12}^E, s_{13}^E, s_{33}^E, s_{55}^E и три пьезоэлектрических модуля — d_{15}, d_{31}, d_{33}.

Пьезодвигатель при продольном пьезоэффекте представляет собой пьезопластину (рис. 1) толщиной δ с электродами, нанесенными на грани, перпендикулярные к оси 3, площадь которых равна S_0.

Уравнение электроупругости для обратного продольного пьезоэффекта при управлении ПД по напряжению [6, 7] имеет вид:

$$S_3 = d_{33}E_3(t) + s_{33}^E T_3(x, t),$$

где $S_3 = \dfrac{\partial\xi(x, t)}{\partial x}$ — относительное смещение сечения ПД по оси 3; d_{33} — пьезомодуль при продольном пьезоэффекте; $E_3(t) = U(t)/\delta$ — напряженность электрического поля [$U(t)$ — напряжение на электродах ПД, δ — его толщина]; s_{33}^E — упругая податливость по оси 3; T_3 — механическое напряжение по оси 3.

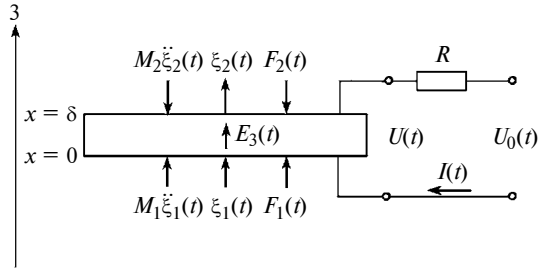


Рис. 1. Пьезодвигатель при продольном пьезоэффекте

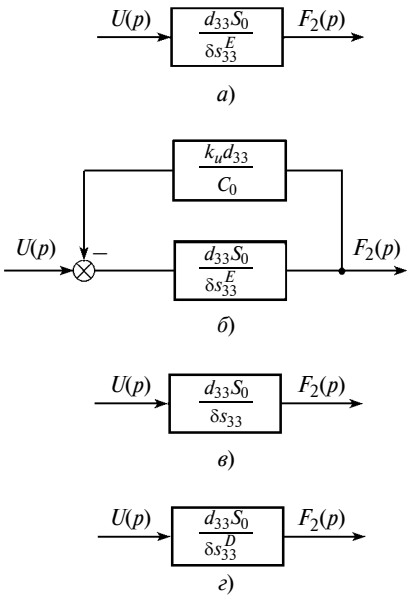


Рис. 2. Параметрические структурные схемы пьезодвигателя, зажатого двумя торцами, при продольном пьезоэффекте с учетом противоэлектродвижущей силы:
а, *б* — с управлением по напряжению соответственно при нулевом и конечном сопротивлении источника; *в* — преобразованная схема с управлением по напряжению при конечном сопротивлении источника; *г* — схема с управлением по току при бесконечном сопротивлении источника

Рассмотрим влияние реакции ПД из-за создания им противоэлектродвижущей силы за счет прямого пьезоэффекта при статической деформации ПД (рис. 2, *а*—*в*).

В статическом режиме при зажатом ПД (при неподвижных торцах) его деформация равна нулю, а усилие, развиваемое пьезоактюатором, максимально (рис. 2, *а*, *б*).

Для максимального усилия и максимального механического напряжения, развиваемых ПД в статике, при продольном пьезоэффекте с учетом прямого пьезоэффекта при бесконечно большом сопротивлении источника питания (рис. 2, *б*, *г*), когда обкладки ПД разомкнуты, запишем уравнение

$$F_{\max} = U\frac{1}{\delta}\, d_{33}\frac{S_0}{s_{33}^E} + F_{\max}\frac{1}{S_0}\, d_{33}S_0\frac{1}{\dfrac{\varepsilon_{33}^T S_0}{\delta}}\,\frac{1}{\delta}\, d_{33}\frac{S_0}{s_{33}^E}. \quad (3)$$

Из уравнения (3) получим:

$$F_{\max}\left(1 - \frac{d_{33}^2}{\varepsilon_{33}^T s_{33}^E}\right) = E_3 d_{33}\frac{S_0}{s_{33}^E}$$

или

$$\frac{F_{\max}}{S_0}\, s_{33}^E\left(1 - \frac{d_{33}^2}{\varepsilon_{33}^T s_{33}^E}\right) = E_3 d_{33}.$$

Тогда

$$T_3\left(1 - \frac{d_{33}^2}{\varepsilon_{33}^T s_{33}^E}\right) s_{33}^E = E_3 d_{33}$$

или

$$T_3(1 - k_{33}^2)\, s_{33}^E = E_3 d_{33},$$

где $k_{33}^2 = \dfrac{d_{33}^2}{s_{33}^E \varepsilon_{33}^T}$.

Следовательно,

$$T_3 s_{33}^D = E_3 d_{33},$$

причем

$$s_{33}^D = (1 - k_{33}^2)\, s_{33}^E.$$

Тогда

$$F_{\max} = \frac{E_3 d_{33} S_0}{s_{33}^E(1 - k_{33}^2)} = \frac{E_3 d_{33} S_0}{s_{33}^D}.$$

Аналогично получим:

$$T_{3_{\max}} = \frac{E_3 d_{33}}{s_{33}^E(1 - k_{33}^2)}$$

или

$$T_{3_{\max}} = \frac{E_3 d_{33}}{s_{33}^D}.$$

Упругие податливости ПД $s_{33}^E > s_{33}^D$, причем $s_{33}^E / s_{33}^D \le 1{,}2$. Индекс E соответствует измерениям при постоянной напряженности электрического поля в ПД или при измерениях с замкнутыми электродами. Индекс D соответствует измерениям при постоянной индукции и управлении от источника тока или при измерениях с разомкнутыми электродами ПД. Измерения проводили на прессе УММ-5 в диапазоне рабочих нагрузок при механических напряжениях в ПД от 5 до 50 МПа.

Соответственно имеем: $C_{33}^E = S_0/(s_{33}^E \delta)$ — жесткость ПД с управлением по напряжению при продольном пьезоэффекте; $C_{33}^D = S_0/(s_{33}^D \delta)$ — жесткость пьезодвигателя с управлением по току при продольном пьезоэффекте. При разомкнутых электродах жесткость ПД возрастает по сравнению с его жесткостью при замкнутых электродах. Увеличение сопротивления источника питания и согласующих цепей приводит к уменьшению упругой податливости ПД.

Аналогично при управлении ПД при продольном пьезоэффекте от источника питания с конечным сопротивлением с учетом прямого пьезо-

эффекта получаем в статике структурную схему ПД (см. рис. 2, *б*, *в*), развивающего максимальное усилие

$$F_{\max} = U\frac{1}{\delta}d_{33}\frac{S_0}{s_{33}^E} + F_{\max}\frac{1}{S_0}d_{33}S_0\frac{1}{\frac{\varepsilon_{33}^T S_0}{\delta}}k_u\frac{1}{\delta}d_{33}\frac{S_0}{s_{33}^E}. \quad (4)$$

Из выражения (4) получим:

$$F_{\max}\left(1 - \frac{d_{33}^2 k_u}{\varepsilon_{33}^T s_{33}^E}\right) = E_3 d_{33}\frac{S_0}{s_{33}^E}$$

или

$$T_3(1 - k_{33}^2 k_u)s_{33}^E = E_3 d_{33},$$

где k_u — коэффициент управления от электрического источника питания: $0 \le k_u \le 1$.

При управлении от источника тока $k_u\big|_{R\to\infty} = 1$; при управлении от источника напряжения $k_u\big|_{R\to 0} = 0$.

Упругая податливость определяется выражением

$$s_{33} = (1 - k_{33}^2 k_u)s_{33}^E = k_s s_{33}^E,$$

где k_s — коэффициент изменения упругой податливости:

$$k_s = 1 - k_{33}^2 k_u, \quad k_s > 0;$$

$$(1 - k_{33}^2)\big|_{R\to\infty} \le k_s \le 1|_{R\to 0};$$

$$k_s|_{R\to\infty} = 1 - k_{33}^2;$$

$$k_s|_{R\to 0} = 1.$$

Запишем уравнение сил, действующих на ПД, с учетом рабочей нагрузки:

$$T_3 S_0 = F + M\frac{\partial^2\xi(x,t)}{\partial t^2},$$

где F — внешняя сила, приложенная к ПД; M — перемещаемая масса.

Для составления структурно-параметрической модели ПД с управлением по напряжению решим совместно волновое уравнение, уравнение обратного продольного пьезоэффекта и уравнения сил на гранях ПД.

При расчете ПД с управлением по напряжению используют волновое уравнение [5—7], описывающее распространение волны в длинной линии с затуханием без искажений:

$$\frac{1}{(c^E)^2}\frac{\partial^2\xi(x,t)}{\partial t^2} + \frac{2\alpha}{c^E}\frac{\partial\xi(x,t)}{\partial t} + \alpha^2\xi(x,t) = \frac{\partial^2\xi(x,t)}{\partial x^2}, \quad (5)$$

где c^E — скорость распространения упругой волны при $E = \text{const}$; α — коэффициент затухания упругой волны из-за расхода энергии на тепловые потери при распространении волны.

С помощью преобразования Лапласа [8] исходная задача для уравнения с частными производными гиперболического типа — волнового уравнения (5), сводится к более простой задаче для линейного дифференциального уравнения с параметром p преобразования.

Применим к волновому уравнению (5) преобразование Лапласа [8]:

$$\Xi(x,p) = L\{\xi(x,t)\} = \int_0^\infty \xi(x,t)e^{-pt}dt,$$

полагая начальные условия нулевыми, т. е.

$$\xi(x,t)|_{t=0} = \frac{\partial\xi(x,t)}{\partial t}\bigg|_{t=0} = 0.$$

В результате получим линейное дифференциальное уравнение второго порядка

$$\frac{d^2\Xi(x,p)}{dx^2} - \left[\frac{1}{(c^E)^2}p^2 + \frac{2\alpha}{c^E}p + \alpha^2\right]\Xi(x,p) = 0$$

или

$$\frac{d^2\Xi(x,p)}{dx^2} - \gamma^2\Xi(x,p) = 0,$$

решением которого будет функция

$$\Xi(x,p) = Ce^{-x\gamma} + Be^{x\gamma}, \quad (6)$$

где $\Xi(x,p)$ — преобразование Лапласа смещения сечения ПД; $\gamma = p/c^E + \alpha$ — коэффициент распространения упругой волны; C и B — постоянные.

Решение дифференциального уравнения второго порядка, полученного из волнового уравнения длинной линии с затуханием без искажений, имеет вид выражения (6) и справедливо для дифференциального уравнения второго порядка, полученного из волнового уравнения при $\alpha = 0$, если $\gamma = p/c^E$. В работе В. И. Домаркаса и Р.-И. Ю. Кажиса [9] получено аналогичное решение дифференциального уравнения второго порядка, соответствующего волновому уравнению пьезопреобразователя (уравнению колебаний струны). Причем в этом решении комплексный коэффициент распространения упругой волны $\gamma = j\omega/c + \alpha$, где j — мнимая

единица, ω — круговая частота, $p = j\omega$ — параметр преобразования, найденный с учетом комплексной величины постоянной упругости (модуля Юнга) пьезопреобразователя.

Постоянные C и B в выражении (6) определим из граничных условий:

$$\Xi(0, p) = \Xi_1(p) \text{ при } x = 0;$$

$$\Xi(\delta, p) = \Xi_2(p) \text{ при } x = \delta,$$

откуда

$$C = (\Xi_1 e^{\delta\gamma} - \Xi_2)/[2\mathrm{sh}(\delta\gamma)];$$

$$B = (\Xi_1 e^{-\delta\gamma} - \Xi_2)/[2\mathrm{sh}(\delta\gamma)].$$

Тогда решение (6) запишем в виде:

$$\Xi(x, p) = \{\Xi_1(p)\mathrm{sh}[(\delta - x)\gamma] + \Xi_2(p)\mathrm{sh}(x\gamma)\}/\mathrm{sh}(\delta\gamma).$$

Уравнения для сил, действующих на гранях ПД, имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} T_3(0, p)S_0 &= F_1(p) + M_1 p^2 \Xi_1(p) \text{ при } x = 0; \\ T_3(\delta, p)S_0 &= -F_2(p) + M_2 p^2 \Xi_1(p) \text{ при } x = \delta, \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

где M_1, M_2 — массы нагрузки, а соответствующие преобразования Лапласа для выражений механических напряжений $T_3(0, p)$ и $T_3(\delta, p)$ определяются из уравнения обратного пьезоэффекта.

Следовательно, получим систему уравнений для механических напряжений в ПД с управлением по напряжению при $x = 0$ и $x = \delta$:

$$\begin{cases} T_3(0, p) = \dfrac{1}{s_{33}^E} \dfrac{\mathrm{d}\Xi(x, p)}{\mathrm{d}x}\Big|_{x=0} - \dfrac{d_{33}}{s_{33}^E} E_3(p); \\ T_3(\delta, p) = \dfrac{1}{s_{33}^E} \dfrac{\mathrm{d}\Xi(x, p)}{\mathrm{d}x}\Big|_{x=\delta} - \dfrac{d_{33}}{s_{33}^E} E_3(p). \end{cases}$$

Из выражений (7) найдем уравнения для структурно-параметрической модели ПД:

$$\left.\begin{aligned} \Xi_1(p) &= [1/(M_1 p^2)]\{-F_1(p) + (1/\chi_{33}^E) \times \\ &\times [d_{33}E_3(p) - [\gamma/\mathrm{sh}(\delta\gamma)][\mathrm{ch}(\delta\gamma)\Xi_1(p) - \Xi_2(p)]]\}; \\ \Xi_2(p) &= [1/(M_2 p^2)]\{-F_2(p) + (1/\chi_{33}^E) \times \\ &\times [d_{33}E_3(p) - [\gamma/\mathrm{sh}(\delta\gamma)][\mathrm{ch}(\delta\gamma)\Xi_2(p) - \Xi_1(p)]]\}. \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Здесь $\chi_{33}^E = s_{33}^E/S_0 = \delta/[m(c^E)^2]$, где m — масса ПД.

Системе уравнений (8) соответствуют параметрические структурные схемы ПД с управлением по напряжению (рис. 3, *а*, *б*). Соответственно рис. 3, *б* по сравнению с рис. 3, *а* дополнен отрицательными обратными связями, учитывающими изменение упругой податливости ПД, и отрицательными обратными связями, учитывающими изменение тока через ПД, из-за влияния прямого пьезоэффекта.

Выполнив преобразования, получим систему уравнений структурно-параметрической модели и преобразованную параметрическую структурную схему (рис. 3, *в*) ПД при продольном пьезоэффекте с управлением по напряжению:

$$\Xi_1(p) = [1/(M_1 p^2)]\{-F_1(p) + (1/\chi_{33}^E) \times$$
$$\times [d_{33}E_3(p) - \gamma\Xi_1(p)/\mathrm{th}(\delta\gamma) + \gamma\Xi_2(p)/\mathrm{sh}(\delta\gamma)]\};$$

$$\Xi_2(p) = [1/(M_2 p^2)]\{-F_2(p) + (1/\chi_{33}^E) \times$$
$$\times [d_{33}E_3(p) - \gamma\Xi_2(p)/\mathrm{th}(\delta\gamma) + \gamma\Xi_1(p)/\mathrm{sh}(\delta\gamma)]\},$$

где параметрическая структурная схема ПД дополняется уравнениями внешней цепи, например: $U(p) = U_0(p)/(RC_0 p + 1)$ или $U(p) = I(p)/C_0 p$, где $U(p)$, $U_0(p)$, $I(p)$ — соответственно преобразования Лапласа для выражений напряжения на обкладках ПД, напряжения и силы тока источника питания; R — сопротивление внешней цепи; C_0 — статическая емкость ПД (рис. 3, *б*, *в*; рис. 4, *а*, *б*).

Уравнения (8) для структурно-параметрической модели ПД при продольном пьезоэффекте с управлением по напряжению преобразуются к виду:

$$\Xi_1(p) = [1/(M_1 p^2)]\{-F_1(p) +$$
$$+ C_{33}^E \delta[d_{33}E_3(p) - [\gamma/\mathrm{sh}(\delta\gamma)][\mathrm{ch}(\delta\gamma)\Xi_1(p) - \Xi_2(p)]]\};$$

$$\Xi_2(p) = [1/(M_2 p^2)]\{-F_2(p) +$$
$$+ C_{33}^E \delta[d_{33}E_3(p) - [\gamma/\mathrm{sh}(\delta\gamma)][\mathrm{ch}(\delta\gamma)\Xi_2(p) - \Xi_1(p)]]\},$$

где $C_{33}^E = S_0/(s_{33}^E \delta) = 1/(\chi_{33}^E \delta)$ — жесткость ПД при продольном пьезоэффекте с управлением по напряжению.

Передаточные функции пьезодвигателя

Структурно-параметрическая модель ПД позволяет получить его передаточные функции как отношение преобразованных по Лапласу перемещений торцов ПД к выражению соответствующего входного электрического параметра или соответствующей силы при нулевых начальных условиях. Совместное решение уравнений (8) для перемещений двух граней ПД при продольном пьезоэффекте с управлением по напряжению приводит к выражениям:

$$\left.\begin{aligned} \Xi_1(p) &= W_{11}(p)E_3(p) + W_{12}(p)F_1(p) + \\ &+ W_{13}(p)F_2(p); \\ \Xi_2(p) &= W_{21}(p)E_3(p) + W_{22}(p)F_1(p) + \\ &+ W_{23}(p)F_2(p). \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

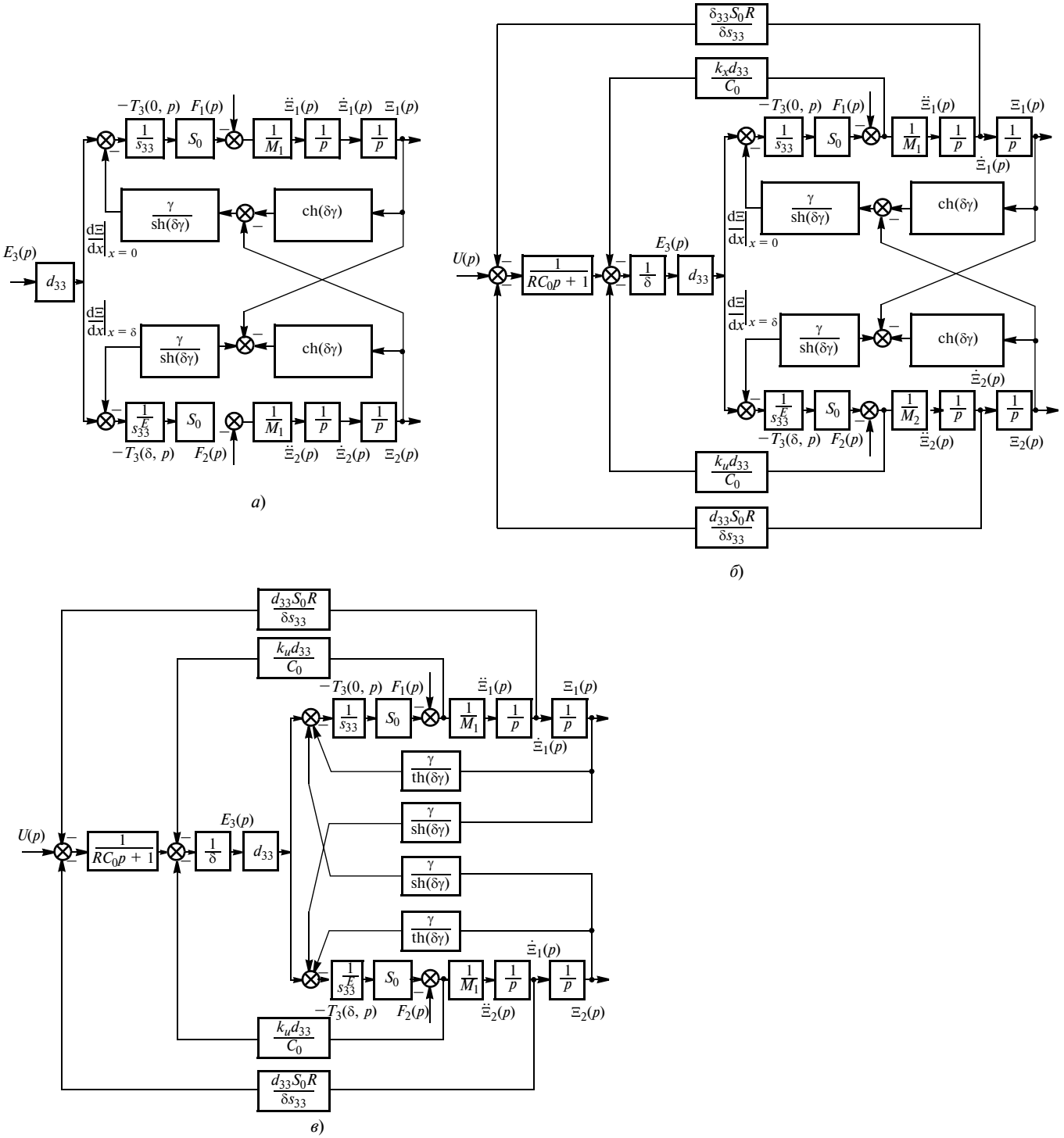


Рис. 3. Параметрические структурные схемы пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте с управлением по напряжению:
а и *б* — при нулевом и конечном сопротивлении источника; *в* — преобразованная схема при конечном сопротивлении источника

Здесь обобщенные передаточные функции определяются выражениями:

$$W_{11}(p) = \Xi_1(p)/E_3(p) = d_{33}[M_2\chi_{33}^E p^2 + \gamma\mathrm{th}(\delta\gamma/2)]/A_{33};$$

$$W_{21}(p) = \Xi_2(p)/\Psi_m(p) = d_{33}[M_1\chi_{33}^E p^2 + \gamma\mathrm{th}(\delta\gamma/2)]/A_{33};$$

$$W_{12}(p) = \Xi_1(p)/F_1(p) = -\chi_{33}^E[M_2\chi_{33}^E p^2 + \gamma/\mathrm{th}(\delta\gamma)]/A_{33};$$

$$W_{13}(p) = \Xi_1(p)/F_2(p) = W_{22}(p) = \Xi_2(p)/F_1(p) = [\chi_{33}^E\gamma/\mathrm{sh}(\delta\gamma)]/A_{33};$$

$$W_{23}(p) = \Xi_2(p)/F_2(p) = -\chi_{33}^E[M_1\chi_{33}^E p^2 + \gamma/\mathrm{th}(\delta\gamma)]/A_{33};$$

$$\chi_{33}^E = s_{33}^E/S_0;$$

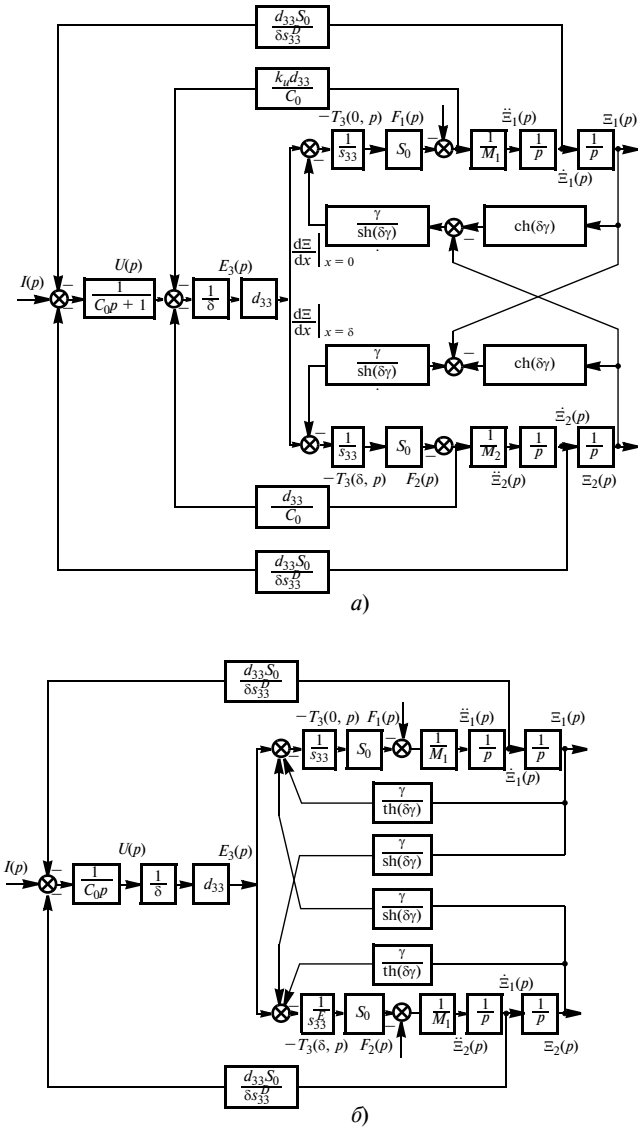


Рис. 4. Параметрические структурные схемы пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте с управлением по току при бесконечном сопротивлении источника (*а*) и преобразованная схема (*б*)

$$A_{33} = M_1M_2(\chi_{33}^E)^2p^4 + \{(M_1 + M_2)\chi_{33}^E/[c^E\text{th}(\delta\gamma)]\}p^3 +$$
$$+ [(M_1 + M_2)\chi_{33}^E\alpha/\text{th}(\delta\gamma) + 1/(c^E)^2]p^2 + 2\alpha p/c^E + \alpha^2.$$

Из выражений (9) получаем параметрическую структурную схему ПД (см. рис. 3, *а*) и матричное уравнение

$$\begin{bmatrix}\Xi_1(p)\\ \Xi_2(p)\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}W_{11}(p) & W_{12}(p) & W_{13}(p)\\ W_{21}(p) & W_{22}(p) & W_{23}(p)\end{bmatrix}\begin{bmatrix}E_3(p)\\ F_1(p)\\ F_2(p)\end{bmatrix}. \quad (10)$$

При подаче на обкладки ПД напряжения $U(t) = U_0 \cdot 1(t)$, напряженности $E_3(t) = E_{30} \cdot 1(t) = (U_0/\delta) \cdot 1(t)$ электрического поля по оси 3 и усилиях $F_1(t) = F_2(t) = 0$ определим в установившемся режиме и при инерционной нагрузке ПД при продольном пьезоэффекте статическое перемещение его торцов:

$$\xi_1(\infty) = \lim_{t\to\infty}\xi_1(t) = \lim_{\substack{p\to 0\\ \alpha\to 0}} pW_{11}(p)(U_0/\delta)/p =$$
$$= d_{33}U_0(M_2 + m/2)/(M_1 + M_2 + m);$$

$$\xi_2(\infty) = \lim_{t\to\infty}\xi_2(t) = \lim_{\substack{p\to 0\\ \alpha\to 0}} pW_{21}(p)(U_0/\delta)/p =$$
$$= d_{33}U_0(M_1 + m/2)/(M_1 + M_2 + m);$$

$$\xi_1(\infty) + \xi_2(\infty) = \lim_{t\to\infty}(\xi_1\langle t\rangle + \xi_2(t)) = d_{33}U_0.$$

При $m \ll M_1$ и $m \ll M_2$ статическое перемещение торцов ПД при продольном пьезоэффекте в зависимости от напряжения имеет вид:

$$\xi_1(\infty) = \lim_{t\to\infty}\xi_1(t) = \lim_{\substack{p\to 0\\ \alpha\to 0}} pW_{11}(p)(U_0/\delta)/p =$$
$$= d_{33}U_0M_2/(M_1 + M_2);$$

$$\xi_2(\infty) = \lim_{t\to\infty}\xi_2(t) = \lim_{\substack{p\to 0\\ \alpha\to 0}} pW_{21}(p)(U_0/\delta)/p =$$
$$= d_{33}U_0M_1/(M_1 + M_2).$$

Для ПД из пьезокерамики ЦТС-19 при продольном пьезоэффекте при $m \ll M_1$ и $m \ll M_2$ и $d_{33} = 4 \cdot 10^{-10}$ м/В, $U_0 = 500$ В, $M_1 = 10$ кг и $M_2 = 40$ кг получим статическое перемещение торцов: $\xi_1(\infty) = 160$ нм; $\xi_2(\infty) = 40$ нм, $\xi_1(\infty) + \xi_2(\infty) = 200$ нм.

Рассмотрим определение передаточных функций ПД при продольном пьезоэффекте и жестком закреплении одной из его граней (например при $x = 0$) и $M_1 \to \infty$. Тогда при продольном пьезоэффекте из выражений (10) получим передаточные функции ПД:

$$W_{21}(p) = \Xi_2(p)/E_3(p) =$$
$$= d_{33}\delta\text{th}(\delta\gamma)/[M_2\delta\chi_{33}^E\text{th}(\delta\gamma)p^2 + \delta p/c^E + \delta\alpha]; \quad (11)$$

$$W_{23}(p) = \Xi_2(p)/F_2(p) =$$
$$= -\delta\chi_{33}^E\text{th}(\delta\gamma)/[M_2\delta\chi_{33}^E\text{th}(\delta\gamma)p^2 + \delta p/c^E + \delta\alpha].$$

Из выражения (11) следует:

$$W_{21}(p) = \Xi_2(p)/E_3(p) =$$
$$= d_{33}\delta/[M_2\delta\chi_{33}^E p^2 + \delta\gamma\text{cth}(\delta\gamma)],$$

откуда при $M_2 = 0$ имеем передаточную функцию ненагруженного ПД

$$W_{21}(p) = \Xi_2(p)/E_3(p) = d_{33}/[\gamma\text{cth}(\delta\gamma)].$$

Определим при продольном пьезоэффекте и одной жестко закрепленной грани ПД перемещения $\xi_2(\infty)$ и $\xi_2'(\infty)$ в установившемся режиме соответственно при $U(t) = U_0 \cdot 1(t)$ и $F_2(t) = 0$ и при $F_2(t) = F_0 \cdot 1(t)$ и $U(t) = 0$:

$$\xi_2(\infty) = \lim_{t \to \infty} \xi_2(t) = \lim_{p \to 0} pW_2(p)U_0/p = \\ = \lim_{\substack{p \to 0 \\ \alpha \to 0}} d_{33}U_0 \mathrm{th}(\alpha\delta)/(\alpha\delta) = d_{33}U_0; \quad (12)$$

$$\xi_2'(\infty) = \lim_{p \to 0} pW_{23}(p)F_0/p = \\ = -\lim_{\substack{p \to 0 \\ \alpha \to 0}} [\delta^2 F_0 \mathrm{th}(\alpha\delta)]/[m(c^E)^2\alpha\delta] = -\delta s_{33}^E F_0/S_0. \quad (13)$$

Для ПД из пьезокерамики ЦТС-19 при продольном пьезоэффекте $d_{33} = 4 \cdot 10^{-10}$ м/В и $U_0 = 500$ В по формуле (12) получим статическое перемещение $\xi_2(\infty) = 200$ нм, а при $\delta = 6 \cdot 10^{-4}$ м, $s_{33}^E = 3{,}5 \cdot 10^{-11}$ м^2/Н, $F_0 = 1000$ Н, $S_0 = 1{,}75 \cdot 10^{-4}$ м^2 согласно формуле (13) получим $\xi_2'(\infty) = -120$ нм. Разница экспериментальных и расчетных характеристик ПД составляют 5 %.

Преобразование параметрических структурных схем пьезодвигателя

Для учета влияния реакции ПД из-за возникновения противоэлектродвижущей силы при прямом пьезоэффекте (при управлении ПД при продольном пьезоэффекте от источника питания с конечным сопротивлением) необходимо дополнить параметрическую структурную схему ПД с учетом прямого пьезоэффекта обратными связями (см. рис. 3, *б*, *в* и рис. 4, *а*), соответствующими уравнению

$$U_i(p) = k_u \frac{1}{S_0} d_{33} S_0 \frac{1}{C_0} F_i(p) = \frac{k_u d_{33}}{C_0} F_i(p),$$

где $i = 1, 2$ — номер торца ПД, $U_i(p)$ — изображение Лапласа противоэлектродвижущей силы (напряжения обратной связи).

Если за входную величину принять напряжение $U_0(t)$, то с учетом внешней цепи передаточные функции $W_{11}(p)$, $W_{21}(p)$ ПД необходимо умножить на выражение

$$W_0(p) = \frac{E_3(p)}{U_0(p)} = \frac{1}{\delta(RC_0 p + 1)}.$$

Для учета влияния усилия, развиваемого ПД вследствие возникновения противоэлектродвижущей силы из-за прямого пьезоэффекта, при продольном пьезоэффекте и управлении от источника тока при $k_u|_{R \to \infty} = 1$ структурно-параметрическую модель и параметрическую структурную схему ПД необходимо дополнить с учетом прямого пьезоэффекта обратными связями, соответствующими выражениям:

$$U_i(p) = \frac{1}{S_0} d_{33} S_0 \frac{1}{C_0} F_i(p) = \frac{d_{33}}{C_0} F_i(p);$$

$$C_0 = \frac{\varepsilon_{33}^T S_p}{\delta};$$

$$S_p = S_0 = b\delta,$$

где $i = 1, 2$ — номер торца ПД; $U_i(p)$ — изображение Лапласа противоэлектродвижущей силы (напряжения обратной связи).

Для учета влияния скорости ПД из-за возникновения противоэлектродвижущей силы при прямом пьезоэффекте структурно-параметрическую модель и параметрическую структурную схему ПД при продольном пьезоэффекте (см. рис. 3, *б*, *в* и 4, *а*, *б*) необходимо дополнить обратными связями:

$$U_i(p) = \frac{d_{33} S_0 R}{\delta s_{33}} \dot{\Xi}_i(p),$$

$$s_{33}^E \geq s_{33} \geq s_{33}^D.$$

При рассмотрении электромеханического преобразования для пьезопреобразователя (пьезодвигателя) при продольном пьезоэффекте и управлении по напряжению У. Мэзон [7] ввел электромеханический трансформатор, преобразующий напряжение U и силу I тока в силу F и скорость v с коэффициентом трансформации n_t (отношение чисел витков электромеханического трансформатора):

$$n_t = \frac{F}{U} = \frac{I}{v} = \frac{d_{33} S_0}{\delta s_{33}^E}.$$

В работе [3] А. А. Никольский коэффициент n_t трансформации пьезокомпенсатора (пьезопреобразователя, пьезодвигателя) назвал коэффициентом обратного пьезоэффекта и коэффициентом прямого пьезоэффекта, причем коэффициент обратного пьезоэффекта равен коэффициенту прямого пьезоэффекта.

Коэффициент трансформации (коэффициент обратного пьезоэффекта) ПД при продольном пьезоэффекте и управлении по напряжению с учетом электромеханического преобразования напряже-

ния $U = E_3\delta$ в силу $F_{\max}$ получим из уравнения обратного пьезоэффекта при $\Delta l = 0$, следовательно,

$$d_{33}E_3 - s_{33}^E \frac{F_{\max}}{S_0} = 0,$$

откуда

$$F_{\max} = \frac{d_{33}S_0}{\delta s_{33}^E} U.$$

Следовательно

$$n_t = \frac{F_{\max}}{U} = \frac{d_{33}S_0}{\delta s_{33}^E}.$$

Коэффициент трансформации (коэффициент прямого пьезоэффекта) ПД при продольном пьезоэффекте и управлении по напряжению с учетом электромеханического преобразования скорости $v = \dot{\xi}$ в силу тока I получим из уравнения прямого пьезоэффекта при $E_3 = 0$ в виде $D_3 = d_{33}T_3$, тогда заряд на обкладках пьезодвигателя

$$q = d_{33}T_3S_0 = d_{33}\frac{F}{S_0}S_0 = d_{33}F.$$

При упругой деформации ПД с учетом силы $F = \dfrac{S_0}{s_{33}^E\delta}\xi$ имеем:

$$q = \frac{d_{33}S_0}{s_{33}^E\delta}\xi = \frac{d_{33}S_0}{s_{33}^E\delta}\xi.$$

Следовательно, сила тока

$$I = \frac{\mathrm{d}q}{\mathrm{d}t} = \frac{d_{33}S_0}{s_{33}^E\delta}\frac{\mathrm{d}\xi}{\mathrm{d}t} = \frac{d_{33}S_0}{s_{33}^E\delta}\dot{\xi}.$$

Соответственно коэффициент трансформации

$$n_t = \frac{I}{v} = \frac{I}{\dot{\xi}} = \frac{d_{33}S_0}{\delta s_{33}^E}.$$

Рассмотрим разные режимы работы ПД, если одна из его граней жестко закреплена, например при $x = 0$ (рис. 5, *а—г*). Это соответствует $M_1 \to \infty$, причем $W_{11}(p) = 0$, $\Xi_1(p) = 0$. Тогда при продольном пьезоэффекте получим передаточные функции при питании ПД от источника напряжения (рис. 5, *а*) с бесконечно малым сопротивлением:

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33}\mathrm{th}(\delta\gamma)}{\dfrac{M_2\delta}{m(c^E)^2}\mathrm{th}(\delta\gamma)p^2 + \gamma};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{\dfrac{\delta}{m(c^E)^2}\mathrm{th}(l\gamma)}{\dfrac{M_2\delta}{m(c^E)^2}\mathrm{th}(\delta\gamma)p^2 + \gamma}.$$

Если за входную величину принять изображение Лапласа для напряжения $U(p)$, получим:

$$W_2(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{nd_{33}\mathrm{th}(\delta\gamma)}{\dfrac{M_2\delta^2}{m(c^E)^2}\mathrm{th}(\delta\gamma)p^2 + l\gamma}.$$

Соответственно для учета влияния реакции ПД вследствие возникновения противоэлектродвижущей силы при прямом пьезоэффекте необходимо дополнить параметрическую структурную схему ПД, закрепленного одним торцом, при $M_1 \to \infty$ и продольном пьезоэффекте обратной связью (рис. 5, *а*, *б*), которая описывается уравнением

$$U_2(p) = k_u\frac{1}{S_0}d_{33}S_0\frac{1}{C_0}F_2(p) = \frac{k_ud_{33}}{C_0}F_2(p).$$

Тогда при продольном пьезоэффекте получим передаточные функции при питании ПД от источника напряжения с бесконечно большим сопротивлением, т. е. при питании от источника тока (рис. 5, *в*):

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33}\mathrm{th}(\delta\gamma)}{\dfrac{M_2\delta(1-k_{33}^2)}{m(c^E)^2}\mathrm{th}(\delta\gamma)p^2 + \gamma};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{\dfrac{l(1-k_{33}^2)}{m_n(c^E)^2}\mathrm{th}(\delta\gamma)}{\dfrac{M_2\delta(1-k_{33}^2)}{m(c^E)^2}\mathrm{th}(\delta\gamma)p^2 + \gamma},$$

где $\dfrac{m(c^E)^2}{\delta(1-k_{33}^2)} = \dfrac{S_0}{s_{33}^E(1-k_{33}^2)} = \dfrac{S_0}{s_{33}^D}$.

Если за входную величину принять изображение Лапласа для напряжения $U(p)$, получим:

$$W_2(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{d_{33}\mathrm{th}(\delta\gamma)}{\dfrac{M_2\delta^2(1-k_{33}^2)}{m(c^E)^2}\mathrm{th}(\delta\gamma)p^2 + \delta\gamma}.$$

Рассмотрим работу ПД на низких частотах при $\omega \to 0$, жестко закрепленной одной грани ПД и $M_1 \to \infty$, $M_2/m \gg 1$. При управлении по напряже-

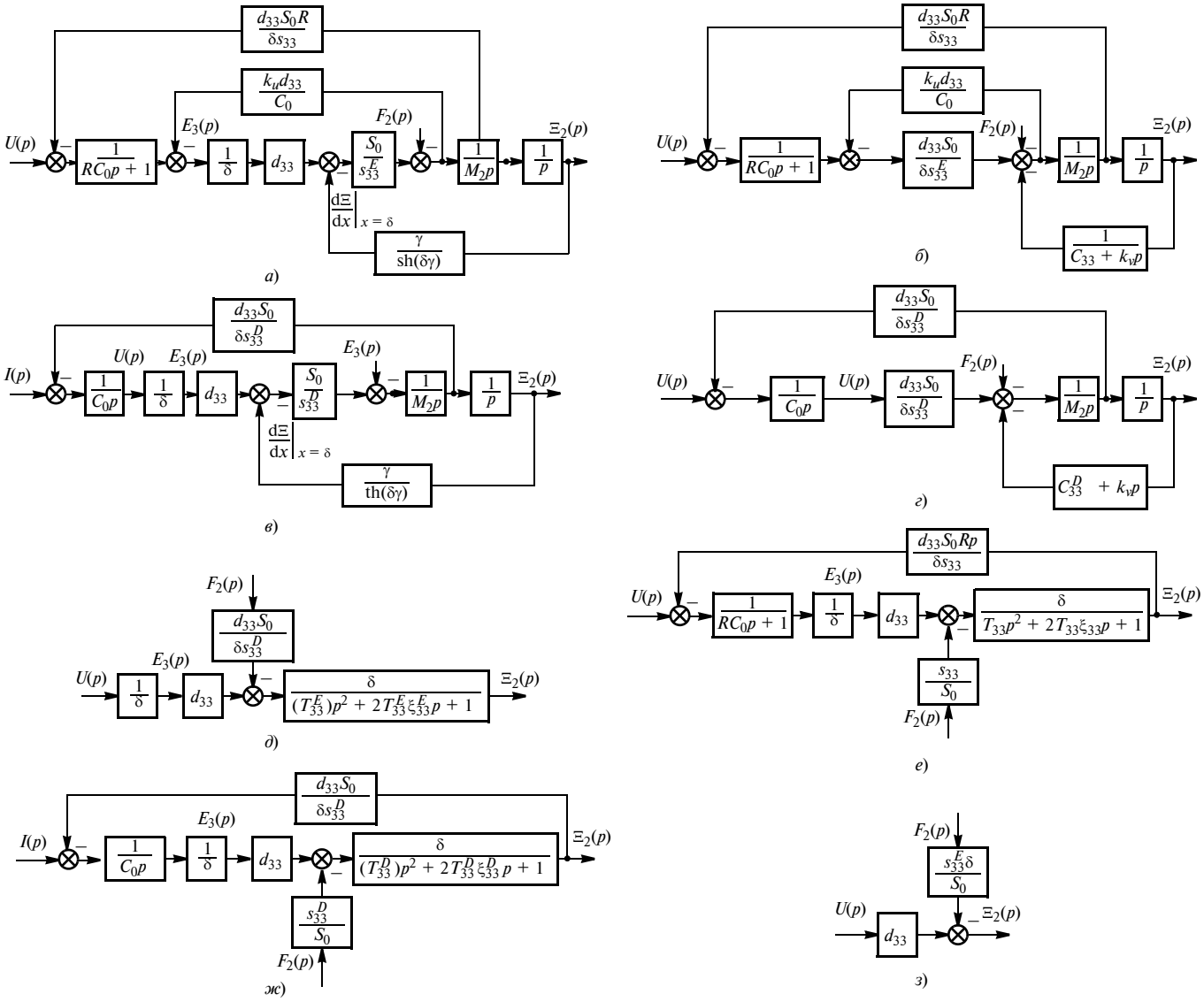


Рис. 5. Параметрические структурные схемы пьезодвигателя, закрепленного одним торцом, при продольном пьезоэффекте:
а — с управлением по напряжению при конечном сопротивлении источника; *б* — такая же, как на рис. 5, *а*, но на низких частотах; *в* — с управлением по току при бесконечном сопротивлении источника; *г* — схема на низких частотах с управлением по току; *д* и *е* — преобразованные схемы на низких частотах с управлением по напряжению соответственно при нулевом и конечном сопротивлении источника; *ж* — преобразованная схема с управлением по току; *з* — схема с управлением по напряжению в статике

нию представим $W_{21}(p)$ и $W_{23}(p)$ в удобном для преобразования виде:

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33}}{\dfrac{M_2\delta}{m(c^E)^2}p^2 + \gamma\,\mathrm{cth}(\delta\gamma)};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{\dfrac{\delta}{m(c^E)^2}}{\dfrac{M_2\delta}{m(c^E)^2}p^2 + \gamma\,\mathrm{cth}(\delta\gamma)}.$$

Используя аппроксимацию гиперболического котангенса двумя членами степенного ряда, получим в диапазоне частот $0 < \omega < 0{,}01c^E/\delta$ при $M_2/m \gg 1$ следующие передаточные функции при управлении по напряжению при питании ПД от источника напряжения с бесконечно малым сопротивлением (рис. 5, *д*):

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33}\delta}{(T_{33}^E)^2p^2 + 2T_{33}^E\xi_{33}^E p + 1};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{1/C_{33}^E}{(T_{33}^E)^2p^2 + 2T_{33}^E\xi_{33}^E p + 1};$$

$$W_2(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{d_{33}}{(T_{33}^E)^2p^2 + 2T_{33}^E\xi_{33}^E p + 1},$$

где $T_{33}^E = \sqrt{\dfrac{M_2}{C_{33}^E}}$ — постоянная времени; $\xi_{33}^E = \dfrac{\alpha\delta}{3}\sqrt{\dfrac{m}{M_2}} = \dfrac{\alpha\delta^2 C_{33}^E}{3c^E\sqrt{M_2 C_{33}^E}}$ — коэффициент затухания; $C_{33}^E = S_0/s_{33}^E\delta = m(c^E)^2/\delta^2$ — жесткость ПД при продольном пьезоэффекте и управлении по напряжению.

Соответственно при питании ПД от источника напряжения с конечным сопротивлением (рис. 5, *б*, *е*) с учетом коэффициента k_s изменения упругой податливости получим упругую податливость $s_{33} = k_s s_{33}^E$ и передаточные функции при управлении по напряжению:

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33}\delta}{T_{33}^2 p^2 + 2T_{33}\xi_{33}p + 1};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{1/C_{33}}{T_{33}^2 p^2 + 2T_{33}\xi_{33}p + 1};$$

$$W_2(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{d_{33}}{T_{33}^2 p^2 + 2T_{33}\xi_{33}p + 1},$$

где $T_{33} = \sqrt{\dfrac{M_2}{C_{33}}}$ — постоянная времени; $\xi_{33} = \dfrac{\alpha\delta}{3}\sqrt{\dfrac{m}{M_2}} = \dfrac{\alpha\delta^2 C_{33}}{3c^E\sqrt{M_2 C_{33}}}$ — коэффициент затухания; $C_{33} = S_0/(s_{33}\delta) = S_0/(k_s s_{33}^E\delta)$ — жесткость ПД.

Применив аппроксимацию гиперболического котангенса двумя членами степенного ряда, в диапазоне частот $0 < \omega < 0{,}01c^E/\delta$ при $M_2/m \gg 1$ с учетом

$$\frac{S_0\gamma\,\mathrm{th}(\gamma\delta)}{s_{33}^E} = \frac{S_0\gamma[1/(\gamma\delta) + \gamma\delta/3]}{s_{33}^E} = C_{33}^E + k_v^E p,$$

где $k_v^E = \dfrac{2\alpha S_0\delta}{3c^E s_{33}^E} = \dfrac{2\alpha\delta^2 S_0}{3c^E s_{33}^E\delta} = \dfrac{2\alpha\delta^2 C_{33}^E}{3c^E}$ — коэффициент вязкого трения при управлении по напряжению и продольном пьезоэффекте, получим параметрическую структурную схему (рис. 5, *д*) и передаточные функции ПД при управлении по напряжению и инерционной нагрузке при питании ПД от источника напряжения с бесконечно малым сопротивлением:

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33}\delta}{\dfrac{M_2}{C_{33}^E}p^2 + \dfrac{k_v^E}{C_{33}^E}p + 1};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{1/C_{33}^E}{\dfrac{M_2}{C_{33}^E}p^2 + \dfrac{k_v^E}{C_{33}^E}p + 1};$$

$$W_2(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{nd_{33}}{\dfrac{M_2}{C_{33}^E}p^2 + \dfrac{k_v^E}{C_{33}^E}p + 1}.$$

С учетом реакции ПД получим при управлении по току его передаточные функции в удобном для преобразования виде:

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33}}{\dfrac{M_2\delta(1-k_{33}^2)}{m(c^E)^2}p^2 + \gamma\,\mathrm{cth}(\delta\gamma)};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{\dfrac{\delta(1-k_{33}^2)}{m(c^E)^2}}{\dfrac{M_2\delta(1-k_{33}^2)}{m(c^E)^2}p^2 + \gamma\,\mathrm{cth}(\delta\gamma)}.$$

Используя аппроксимацию гиперболического котангенса двумя членами степенного ряда, получаем в диапазоне частот $0 < \omega < 0{,}01c^D/\delta$ при $M_2/m \gg 1$ параметрическую структурную схему (рис. 5, *г*, *ж*) и следующие выражения с учетом реакции ПД при питании от источника с бесконечно большим сопротивлением (т. е. при питании от источника тока):

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33}\delta}{(T_{33}^D)^2 p^2 + 2T_{33}^D\xi_{33}^D p + 1};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{1/C_{33}^D}{(T_{33}^D)^2 p^2 + 2T_{33}^D\xi_{33}^D p + 1};$$

$$W_2(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{nd_{33}}{(T_{33}^D)^2 p^2 + 2T_{33}^D\xi_{33}^D p + 1},$$

где $T_{33}^D = \sqrt{\dfrac{M_2 s_{33}^E(1-k_{33}^2)\delta}{S_0}} = \sqrt{\dfrac{M_2 s_{33}^D\delta}{S_0}} = \sqrt{\dfrac{M_2}{C_{33}^D}}$ — постоянная времени; $\xi_{33}^D = \dfrac{\alpha\delta}{3}\sqrt{\dfrac{m}{M_2}}$ — коэффици-

ент затухания; $C_{33}^{D} = S_0/(s_{33}^{D}\delta) = S_0/(s_{33}^{E}(1 - k_{33}^{2})\delta)$ — жесткость ПД при продольном пьезоэффекте и управлении по току.

Соответственно в статике имеем параметрическую структурную схему ПД (рис. 5, *з*) с управлением по напряжению.

Следовательно, решение волнового уравнения позволяет построить структурно-параметрическую модель ПД в системе управления и описать его динамические и статические свойства с учетом физических параметров, внешней нагрузки и электрического сопротивления согласующих цепей при работе в составе электромеханической системы наноперемещений.

С учетом реакции ПД из-за противоэлектродвижущей силы уменьшается упругая податливость и повышается жесткость ПД, увеличение сопротивления источника питания и согласующих цепей приводит к уменьшению упругой податливости ПД.

В динамическом режиме работы ПД при высокой его скорости перемещения необходимо учитывать влияние этой скорости на ток ПД.

С помощью полученных структурно-параметрических моделей, параметрических структурных схем и передаточных функций ПД при продольном пьезоэффекте можно описать динамические и статические свойства ПД нано- и микроперемещений с учетом его физических параметров, внешней нагрузки и электрического сопротивления согласующих цепей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Миронов В. Л.** Основы сканирующей зондовой микроскопии. М.: Техносфера, 2004. 144 с.
2. **Некоторые** физико-механические проблемы пьезоэлектрических актюаторов и области их применения / В. А. Акопьян, А. Е. Панич, А. Н. Соловьев и др. // Нано- и микросистемная техника. 2006. № 10. С. 35—40.
3. **Никольский А. А.** Точные двухканальные следящие электроприводы с пьезокомпенсаторами. М.: Энергоатомиздат, 1988. 160 с.
4. **Актюаторы** для оптических затворов и методы измерений их характеристик / В. К. Казаков, В. Г. Никифоров, А. Я. Сафронов, В. А. Чернов // Нано- и микросистемная техника. 2007. № 10. С. 52—55.
5. **Афонин С. М.** Решение матричных уравнений в задачах электроупругости для многослойных двигателей нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2011. № 9. С. 20—25.
6. **Афонин С. М.** Схемы пьезодвигателей нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2012. № 6. С. 3—6.
7. **Физическая** акустика. Т. 1. Ч. А. Методы и приборы ультразвуковых исследований / Под ред. У. Мэзона. М.: Мир, 1966. 592 с.
8. **Полянин А. Д.** Справочник по линейным уравнениям математической физики. М.: Физматлит, 2001. 576 с.
9. **Домаркас В. И., Кажис Р.-И. Ю.** Контрольно-измерительные пьезоэлектрические преобразователи. Вильнюс: Минтис, 1974. 258 с.

УДК 62.567.2

Н. К. КУЗНЕЦОВ, д-р техн. наук (Иркутский НИТУ), e-mail: knik@istu.edu

Разработка и исследование самонастраивающегося гидравлического демпфера для пневматического робота

Рассматривается схема гидравлического демпфирующего устройства с самонастройкой демпфирующей силы для торможения исполнительных механизмов мехатронных систем с цикловым управлением. Приводятся уравнения движения исполнительного механизма с демпфирующим устройством с учетом воздействия внешних сил и аналитические зависимости для определения основных конструктивных параметров устройства.

Ключевые слова: демпфирующее устройство, самонастройка, уравнения движения, внешняя сила, пневматический робот, экспериментальные исследования.

The scheme of hydraulic damping device with self-regulation of damping force for braking of actuating mechanisms of mechatronic systems with sequential control is considered. The equations of motion of the actuating mechanism with the damping device taking into account the action of external forces and the analytical dependencies for determination of principal structural parameters of the device are presented.

Keywords: damping device, self-regulation, equations of motion, external force, pneumatic robot, experimental researches.

Отличительной особенностью большинства промышленных роботов с пневматическим приводом является то, что остановка исполнительных механизмов осуществляется с помощью жестких переналаживаемых упоров. Использование упоров дает возможность получить высокую точность позиционирования, достигающую сотых и даже тысячных долей миллиметра, однако для торможения, безударного останова и исключения отскока и колебаний исполнительных механизмов при наезде на упор необходимы демпфирующие устройства, обеспечивающие снижение скоростей движения перед позиционированием [1, 2]. Эта задача эффективно решается с помощью гидравлических демпфирующих устройств, которые позволяют изменять силы сопротивления движению при изменении условий эксплуатации [3].

В 2012 г. получен патент [4] на конструкцию гидравлического демпфирующего устройства двухстороннего действия, способного самонастраивать-

ся при изменениях массы перемещаемых деталей и скоростей подвижных элементов промышленных роботов, манипуляторов и автооператоров. Методика расчета основных параметров этого устройства описана в работе [5]. Однако данная методика не учитывает действие внешних сил, к которым следует отнести силы тяжести и движущие силы со стороны привода, необходимые для удержания исполнительного механизма робота в рабочей позиции.

В настоящей статье предлагается конструкция самонастраивающегося гидравлического демпфирующего устройства (СГДУ) для пневматического робота, приводятся дифференциальные уравнения движения исполнительного механизма робота при использовании этого устройства с учетом постоянной внешней силы, аналитические зависимости для определения основных конструктивных параметров устройства и результаты экспериментальных исследований эффективности его применения в пневматическом роботе.

Конструктивная и расчетная схемы СГДУ

Конструктивная схема СГДУ для торможения исполнительного механизма промышленного робота с помощью жестких упоров показана на рис. 1. Эта конструкция отличается от предложенной ранее конструкции [4] тем, что полости *А* и *Б* сообщаются не через осевые каналы в поршне *4* с дроссельными шайбами, а с помощью отверстий *15* и *18* в среднем пояске *9* плунжера *8*. С целью исключения полного перекрытия отверстий *14* или *17* при движении с максимальными нагрузками и скоростями ход плунжера *8* в обоих направлениях ограничен упорами *16* и *19*, положение которых определяется из условия обеспечения минимальной скорости подхода поршня *4* к ограничительным упорам корпуса.

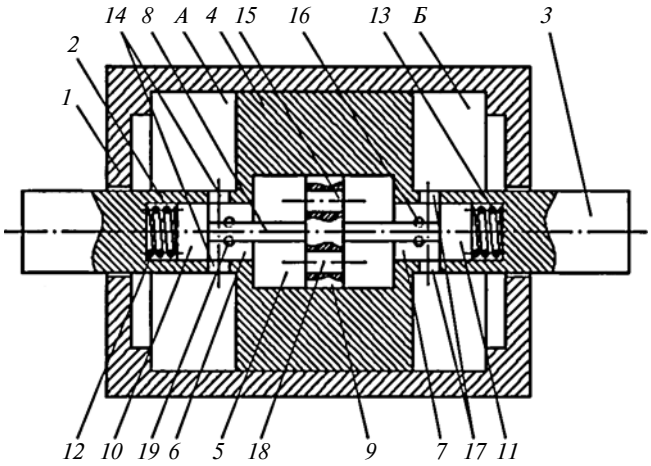


Рис 1. Конструкция СДГУ:
1 — корпус; *2*, *3* — штоки; *4* — поршень; *5*—*7* — полости; *8* — плунжер; *9*—*11* — пояски плунжера; *12*, *13* — пружины; *14*, *17* — дросселирующие отверстия; *15*, *18* — осевые отверстия; *16*, *19* — упоры

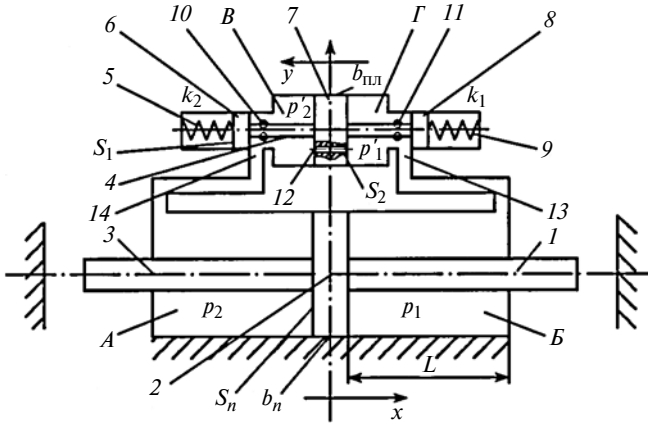


Рис. 2. Расчетная схема СГДУ:
1 и *3* — штоки; *2* — поршень; *4* — плунжер; *5* и *9* — пружины; *6*—*8* — пояски плунжера; *10* и *11* — упоры; *12*—*14* — отверстия; *А*—*Г* — полости

При изменении нагрузки или скорости штока *2* или штока *3*, повышается давление в полости *Б* или *А*, которое передается соответственно в полость *7* или *6*. Вследствие разности площадей торцов среднего (*9*) и крайнего (*10* или *11*) поясков, плунжер *8* перемещается вправо или влево, перекрывая пояском *10* или *11* соответственно отверстия *17* или отверстия *14*, что уменьшает площадь поперечного сечения. При этом расход перетекающей жидкости уменьшается, а следовательно, уменьшается и скорость штока *2* или *3* до заданного значения, при котором обеспечивается безударное торможение. В этом устройстве суммарная площадь отверстий *15* и *18* должна быть не меньше суммарной площади отверстий *14* или *17*. Такое исполнение демпфера позволяет упростить конструкцию и повысить надежность его работы.

При выборе расчетной схемы исполнительного механизма с СГДУ примем следующие допущения: исполнительный механизм робота представляется в виде одномассовой системы, а его соприкосновение со штоками *1* и *3* демпфера является безударным; отсчет координаты исполнительного механизма ведется от положения, соответствующего моменту соприкосновения со штоком, а отсчет координаты плунжера — от координаты исполнительного механизма; жидкость в полостях демпфера несжимаема, а после соприкосновения с демпфером исполнительный механизм и штоки движутся с одинаковыми скоростями и ускорениями [3].

Расчетная схема исполнительного механизма робота с СГДУ двустороннего действия показана на рис. 2. В общем случае в демпфирующем уст-

ройстве пружины сжатия *5* и *9* могут иметь разные размеры и жесткости, полости *В* и *Г* — разные длины, а пояски *6* и *8* плунжера — разные диаметры. Числа и размеры отверстий *12—14* также могут быть разными. Предположим, что размеры полостей *В* и *Г* одинаковы, пояски *6* и *8* имеют одинаковые диаметры и в конструкции имеется по одному отверстию *12*, *13*, *14* одинакового диаметра.

Дифференциальные уравнения движения исполнительного механизма

Из расчетной схемы получим систему уравнений движения исполнительного механизма и плунжера, например, вправо:

$$\begin{cases} m_{\text{п}}\ddot{x} + b_{\text{п}}\dot{x} + \Delta p_{\text{п}} S_{\text{п}} + (k_1 + k_2)y = F; \\ m_{\text{пл}}\ddot{y} + b_{\text{пл}}\dot{y} - \Delta p_{\text{пл}} S_{2\text{пл}} + (k_1 + k_2)y + m_{\text{пл}}\ddot{x} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где $m_{\text{п}}$ и $m_{\text{пл}}$ — массы поршня и исполнительного механизма, приведенные к штокам демпфера и плунжера, соответственно; F — равнодействующая внешних сил; $b_{\text{п}}$, $b_{\text{пл}}$ — коэффициенты сопротивления движению поршня 2 (см. рис. 2) из-за трения о стенку цилиндра и из-за трения плунжерных поясков о стенки внутренней осевой полости; k_1, k_2 — коэффициенты жесткости пружин *5* и *9*; $S_{\text{п}}$ — рабочая площадь поршня *2* (без площадей поперечных сечений штоков *1* и *3* демпфера); $S_{2\text{пл}} = S_2 - S_1$ — эффективная площадь плунжера; S_1, S_2 — рабочие площади крайних (*6* и *8*) и среднего (*7*) поясков плунжера (без площадей отверстий *12* плунжера и поперечных сечений штоков плунжера *4*); $\Delta p_{\text{п}} = p_1 - p_2$, $\Delta p_{\text{пл}} = p'_1 - p'_2$ — перепады давлений между полостями демпфера и плунжера (p_1, p_2, p'_1, p'_2 — давления жидкости соответственно в полостях *Б*, *А*, *В* и *Г*); x — абсолютная координата исполнительного механизма; y — относительная координата плунжера *4*.

Приближенное уравнение неразрывности потока жидкости, перетекающей из одних полостей демпфера в другие, имеет вид:

$$S_{\text{п}}\dot{x} = [f_0 - f(y)]u = S_{2\text{пл}}\dot{y} + f_1 u_1 = f_2 u_2, \quad (2)$$

где u, u_1 и u_2 — соответственно скорости течения жидкости через проходные сечения отверстий *13*, *12* и *14*; f_0, f_1 и f_2 — соответственно полные площади сечений отверстий *13*, *12* и *14*; $f(y)$ — перекрываемая площадь сечения отверстия *13*, зависящая от координаты y плунжера демпфера.

Скорость течения жидкости через отверстия *14*, *12* и *13* связана с соответствующими перепадами давлений зависимостями:

$$\left.\begin{aligned} \Delta p_1 &= p_1 - p'_1 = \xi(y)\frac{u^2}{2}; \\ \Delta p_2 &= \Delta p_{\text{пл}} = p'_1 - p'_2 = \xi_1\rho\frac{u_1^2}{2}; \\ \Delta p_3 &= p'_2 - p_2 = \xi_2\rho\frac{u_2^2}{2}, \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

где Δp_1, Δp_2, Δp_3 — перепады давлений между полостями *Б* и *Г*, *Г* и *В*, *В* и *А*; ρ — плотность жидкости; $\xi(y)$, ξ_1 и ξ_2 — коэффициенты гидравлических сопротивлений проходных сечений отверстий *13*, *12* и *14* соответственно.

Преобразовав систему уравнений (1) на основании выражений (2) и (3), получим:

$$\begin{gathered} m_{\text{п}}\ddot{x} + b_{\text{п}}\dot{x} + y(k_1 + \dot{k}_2) + \\ + \frac{S_{\text{п}}\rho}{2}\left[\xi(y)\left(\frac{S_{\text{п}}\dot{x}}{f_0 - f(y)}\right)^2 + \xi_1\left(\frac{S_{\text{п}}\dot{x} - S_{2\text{пл}}\dot{y}}{f_1}\right)^2 + \right. \\ \left. + \xi_2\left(\frac{S_{\text{п}}\dot{x}}{f_2}\right)^2\right] = F; \end{gathered} \quad (4)$$

$$\begin{gathered} m_{\text{пл}}\ddot{y} + b_{\text{пл}}\dot{y} + y(k_1 + k_2) - \\ - \xi_1\rho\frac{S_{2\text{пл}}(S_{\text{п}}\dot{x} - S_{2\text{пл}}\dot{y})^2}{2f_1^2} + m_{\text{пл}}\ddot{x} = 0. \end{gathered}$$

Коэффициенты гидравлических сопротивлений отверстий, как известно, зависят от многих факторов: вида и размеров отверстий, угла между осью потока и нормалью к плоскости проходного сечения отверстия, коэффициента сжатия потока, числа Рейнольдса и т. д. [7]. Для нахождения коэффициента гидравлического сопротивления проходного сечения отверстия *13* воспользуемся приближенной зависимостью, полученной путем замены цилиндрического отверстия радиусом r_0 эквивалентным квадратным отверстием со сторонами a,

$$\xi(y) = [1 - a\varepsilon\cos\gamma(a - y)/S_{\text{п}}]^2,$$

где ε — коэффициент сжатия потока; γ — угол между осью потока и нормалью к плоскости проходного сечения; $a = r_0\sqrt{2}$ — длина стороны эквивалентного квадрата; r_0 — радиус дросселирующего отверстия.

Расчетные зависимости для определения основных параметров СГДУ

С целью получения аналитических зависимостей для основных параметров СГДУ принимаем следующие допущения: масса плунжера пренебрежимо мала; действие сил упругости пружин плунжера и сил трения поршня и плунжера не учитывается; равнодействующая движущих сил привода и силы тяжести F — постоянная величина; отверстия *13*, *12* и *14* имеют одинаковые диаметры, т. е. их площади $f_0 = f_1 = f_2$, а коэффициенты $\xi(y) = \xi_1 = \xi_2 = 1$.

При этих допущениях уравнение (4) будет иметь вид:

$$m_{\text{п}}\ddot{x} + k_v\dot{x}^2 = F, \tag{5}$$

где $k_v = \dfrac{3\rho S_{\text{п}}^3}{2f_0^2}$ — коэффициент сопротивления при $y = 0$; F — постоянная сила.

Разделив все члены уравнения (5) на массу $m_{\text{п}}$, получим:

$$\ddot{x} = \frac{F - k_v\dot{x}^2}{m_{\text{п}}} = \frac{k_v a}{m_{\text{п}}}\left(\frac{m_{\text{п}}}{k_v} - \dot{x}^2\right), \tag{6}$$

где $a = F/m_{\text{п}}$ — ускорение.

Введя новые обозначения и заменив переменную $\dot{x}$ на v, получим уравнение (6) в виде:

$$\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} = k_{v_0}(\alpha^2 - v^2), \tag{7}$$

где $k_{v_0} = k_v/m_{\text{п}}$ — относительный коэффициент сопротивления; $\alpha = \sqrt{m_{\text{п}}a/k_v}$ — постоянная величина.

Запишем уравнение (7) как

$$\frac{\mathrm{d}v}{\alpha^2 - v^2} = k_{v_0}\mathrm{d}t. \tag{8}$$

Проинтегрировав уравнение (8), получим:

$$\frac{1}{2\alpha}\ln\left|\frac{\alpha + v}{\alpha - v}\right| = k_{v_0}t + C_1, \tag{9}$$

где C_1 — постоянная интегрирования.

Решение уравнения (9) зависит от соотношения скорости v и постоянной α. Предположим, что $v < \alpha$. Тогда из выражения (9) имеем:

$$\frac{\alpha + v}{\alpha - v} = \mathrm{e}^{2\left(k_{v_0}\alpha t + C_1\right)}, \tag{10}$$

откуда

$$v = \alpha\frac{\mathrm{e}^{2\left(k_{v_0}\alpha t + C_1\right)} - 1}{\mathrm{e}^{2\left(k_{v_0}\alpha t + C_1\right)} + 1}. \tag{11}$$

В выражении (11) дробь представляет собой гиперболический тангенс показательной функции $(k_{v_0}\alpha t + C_1)$:

$$\alpha\frac{\mathrm{e}^{2\left(k_{v_0}\alpha t + C_1\right)} - 1}{\mathrm{e}^{2\left(k_{v_0}\alpha t + C_1\right)} + 1} = \mathrm{th}\left(k_{v_0}\alpha t + C_1\right). \tag{12}$$

С учетом зависимости (12) уравнение (11) примет вид:

$$v = \alpha\,\mathrm{th}\left(k_{v_0}\alpha t + C_1\right). \tag{13}$$

Используя начальное условие $v(0) = v_0$, определим постоянную интегрирования из выражения $v_0 = \alpha\,\mathrm{th}C_1$:

$$C_1 = \mathrm{arcth}(v_0/\alpha). \tag{14}$$

Так как гиперболический тангенс — функция, монотонно возрастающая от −1 до +1 с ростом аргумента, то на основании выражений (13) и (14) можно сделать вывод, что скорость исполнительного механизма будет увеличиваться от начального значения v_0 до предельного значения

$$\alpha = \sqrt{m_{\text{п}}a/k_v}. \tag{15}$$

В случае, когда $v > \alpha$, уравнение (13) имеет вид:

$$\frac{v + \alpha}{v - \alpha} = \mathrm{e}^{2\left(k_{v_0}\alpha t + C_1\right)}$$

или

$$v = \mathrm{e}\frac{\mathrm{e}^{2\left(k_{v_0}\alpha t + C_1\right)} - 1}{\mathrm{e}^{2\left(k_{v_0}\alpha t + C_1\right)} + 1}. \tag{16}$$

Учитывая, что дробь в уравнении (16) представляет собой гиперболический котангенс, запишем его как:

$$v = \alpha\,\mathrm{cth}\left(k_{v_0}\alpha t + C_1\right). \tag{17}$$

Постоянную интегрирования C_1 определяем по начальной скорости $v(0) = v_0 = \alpha \operatorname{cth} C_1$:

$$C_1 = \operatorname{arcth}\frac{v_0}{\alpha}. \qquad (18)$$

Из выражений (17) и (18) следует, что скорость исполнительного механизма в этом случае уменьшается от значения $v_0 > \alpha$ по закону гиперболического котангенса.

Интегрируя выражение (17) при начальном условии $x(0) = 0$, получим:

$$x = \frac{1}{k_{v_0}} \ln \frac{\operatorname{sh}\left[k_{v_0}\alpha t + \operatorname{arcth}(v_0/\alpha)\right]}{\operatorname{sharcth}(v_0/\alpha)}. \qquad (19)$$

Используя полученные выражения, найдем аналитические зависимости для основных параметров СГДУ. Очевидно, что надо воспользоваться условием, согласно которому начальная скорость будет больше значения α, определяемого выражением (15).

Исходными данными для расчета основных параметров демпфера являются: минимальная ($m_{\min}$) и максимальная ($m_{\max}$) массы исполнительного механизма; минимальная ($v_{\min}$) и максимальная ($v_{\max}$) начальные скорости; конечная скорость, которая должна быть близка к установившейся $v_{\text{ус}}$, а также допустимое ускорение a_0 на участке торможения, которое ограничивается условиями прочности элементов конструкции исполнительного механизма и привода, а также другими условиями.

Задав значения постоянной $\alpha = v_{\text{ус}}$ и ускорения $a = a_0$, с помощью выражения (15) получим уравнение начальной площади f_0 дросселирующих отверстий демпфера. Полагая, что приведенная масса $m_0 = m_{\min}$, и переходя к прежним обозначениям, на основании формулы (15) получим:

$$f_0 \le v_{\text{ус}} S_{\text{п}} \sqrt{\frac{3\rho S_{\text{п}}}{2 m_{\min} a_0}}, \qquad (20)$$

где $v_{\text{ус}}$ — конечная скорость; $m_{\min}$ — минимальная приведенная масса исполнительного механизма; a_0 — допустимое ускорение.

Принимая конечную скорость $v(t_1) = v_{\text{ус}}$, с помощью выражения (18) и с учетом выражения (20) найдем время торможения исполнительного механизма массой $m_{\min}$, движущегося с начальной скоростью $v_0 = v_{\min}$:

$$t_1 = \frac{v_{\text{ус}}}{a_0} \operatorname{arcth}\left(1 - \frac{v_{\min}}{v_{\text{ус}}}\right). \qquad (21)$$

Найдя из выражения (21) с помощью таблиц гиперболических функций время t_1 торможения и подставив его в выражение (19), определим минимальную длину тормозного пути:

$$L_{\min} = \frac{v_{\text{ус}}^2}{a_0} \ln \frac{\operatorname{sh}[a_0 t_1 / v_{\text{ус}} + \operatorname{arcth}(v_{\min}/v_{\text{ус}})]}{\operatorname{sharcth}(v_{\min}/v_{\text{ус}})}. \qquad (22)$$

С помощью выражения (18) по заданной начальной скорости $v(t_2) = v_{\text{ус}}$ найдем время торможения исполнительного механизма с максимальной массой $m_{\max}$, движущегося с начальной скоростью $v_0 = v_{\max}$:

$$t_2 = \frac{1}{k_{v_{0\max}} v_{\text{ус}}} \operatorname{arcth}\left(1 - \frac{v_{\max}}{v_{\text{ус}}}\right), \qquad (23)$$

где $k_{v_{0\max}} = \dfrac{3\rho S_{\text{п}}^3}{2[f_0 - f(y_{\max})]^2 m_{\max}}$.

Подставив время t_2 из зависимости (23) в выражение (19), с учетом выражения (20) находим максимальный тормозной путь для этих условий движения:

$$L_{\max} = \frac{1}{k_{v_{0\max}}} \ln \frac{\operatorname{sh}\left[k_{v_{0\max}} v_{\text{ус}} t_2 + \operatorname{arcth}\left(\frac{v_{\max}}{v_{\text{ус}}}\right)\right]}{\operatorname{sharcth}\left(\frac{v_{\max}}{v_{\text{ус}}}\right)}. \qquad (24)$$

Приравняв выражения (22) и (24), находим зависимость для определения перемещения $y_{\max}$ плунжера демпфера.

Таким образом, по полученным зависимостям можно определить основные конструктивные параметры СГДУ: диаметры поршня *4*, дросселирующих отверстий *14* и *17*, поясков *9*, *10* и *11*; ход поршня демпфера; параметры пружин плунжера, при которых обеспечивается заданная конечная скорость движения исполнительного механизма на участке торможения; положения упоров *16* и *19* (см. рис. 1).

Экспериментальные исследования эффективности СГДУ

На основании полученных зависимостей рассчитаны основные конструктивные параметры СГДУ для торможения руки пневматического промышленного робота МП-9С в продольном направлении [5], спроектирован и изготовлен его опытный образец и проведены экспериментальные исследования его эффективности. Опытный образец демпфера *1* (рис. 3) закрепляли вместо серийного

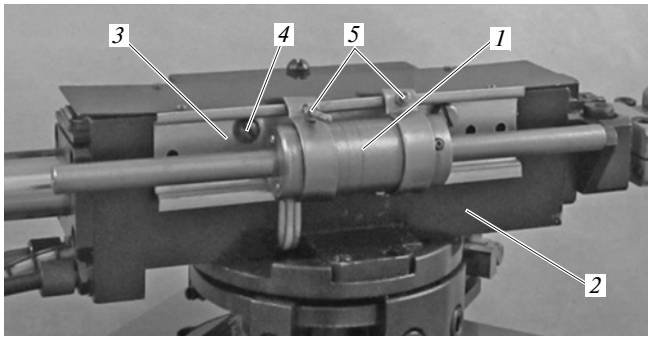


Рис. 3. Опытный образец СГДУ:
1 — гидродемпфер; *2* — пневмопривод руки робота; *3* — кронштейн; *4* и *5* — винты крепления

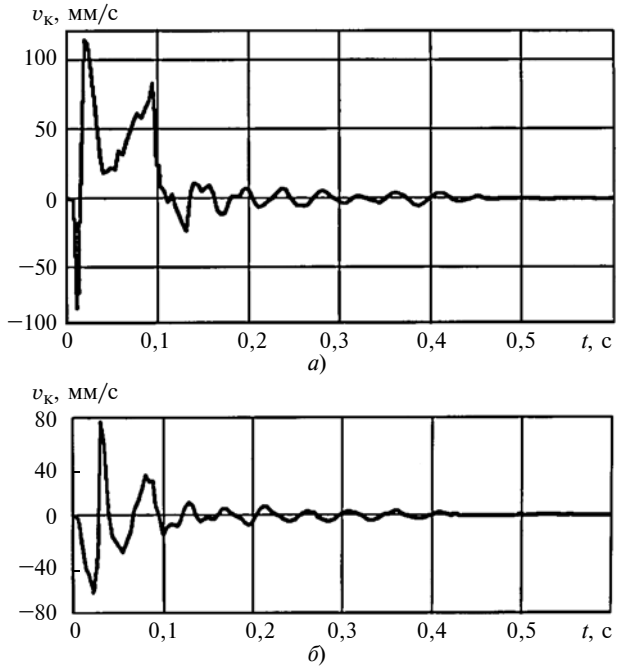


Рис. 4. Колебания скоростей $v_к$ руки робота с серийным демпфером (*а*) и с опытным образцом СГДУ (*б*)

демпфера на корпусе *2* пневмопривода выдвижения руки робота с помощью кронштейна *3* и винтов *4* и *5*.

Экспериментально исследовали интенсивность и продолжительность колебательных процессов, возникающих при позиционировании как с помощью ненастраиваемого серийного демпфера, так и с помощью опытного образца СГДУ, в зависимости от нагрузки и скорости руки робота. Исследования осуществлялись путем измерения скоростей колебательных движений дальномерным лазерным виброметром RSV-150 при прямом и обратном направлениях перемещения руки робота, различных массах перемещаемого груза и разных скоростях движения.

Исследования показали, что опытный образец СГДУ более эффективен, чем ненастраиваемый серийный демпфер. Он обеспечил меньшие амплитуды и продолжительности колебательных движений руки робота при изменениях скоростей движения и нагрузок.

На рис. 4 приведены графики изменения виброскорости $v_к$ колебаний руки при позиционировании в прямом направлении с помощью серийного демпфера (*а*) и опытного образца (*б*) СГДУ, согласно которым диапазон скоростей $v_к$ колебаний руки робота с серийным демпфером в момент удара об упор составил 130 мм/с, а время затухания — 0,42 с (см. рис. 4, *а*). Использование опытного образца демпфера позволило снизить виброскорость до 120 мм/с, а продолжительность колебаний до 0,34 с (см. рис. 4, *б*).

Выполненные исследования показали, что предлагаемое СГДУ обеспечивает более стабильные конечные скорости в момент соприкосновения с жесткими упорами при изменениях масс и скоростей исполнительного механизма пневматического робота, чем серийное демпфирующее устройство. В результате уменьшается интенсивность колебательных движений исполнительного механизма при ударе об ограничительный упор и повышается точность позиционирования. Предложенную конструкцию СГДУ можно использовать для торможения исполнительных механизмов не только промышленных роботов, но и других мехатронных систем с цикловым управлением. Его применение повысит динамическую точность, быстродействие и надежность работы этих систем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гидравлические** и пневматические приводы промышленных роботов и автоматических манипуляторов / Под ред. Г. В. Крейнина. М.: Машиностроение, 1993. 299 с.

2. **Филипов И. Б.** Тормозные устройства пневмоприводов. Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1987. 143 с.

3. **Кузнецов Н. К.** Динамика управляемых машин с дополнительными связями: Монография. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2009. 288 с.

4. **Пат. 2467224 RU:** МПК F16F 9/22. Гидравлическое демпфирующее устройство двухстороннего действия.

5. **Кузнецов Н. К., Дык Н. М.** Определение конструктивных параметров гидравлического демпфирующего устройства // Вестник ВСГТУ. 2012. № 1. С. 17—22.

6. **Навроцкий К. Л.** Теория и проектирование гидропневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991. 384 с.

7. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

УДК 62-1/-9.001.57

А. Е. АЛЕКСЕЕВ, д-р техн. наук, А. П. АЛАБЫШЕВ [Северный (Арктический) федеральный университет им. М. В. Ломоносова, г. Архангельск], e-mail: a.alabyshev@narfu.ru

Контроль методом акустической тензометрии отклонения от плоскостности круглых пил при их несимметричном изгибе

Рассмотрено применение акустической тензометрии для контроля плоскостности круглых дереворежущих пил. Установлен оценочный параметр контроля и зоны с наибольшими остаточными напряжениями, которые рекомендуется использовать для контроля отклонения от плоскостности.

Ключевые слова: круглая пила, акустическая тензометрия, ультразвуковые колебания, плоскостность, эквивалентные напряжения.

The application of acoustic tensometry for control of planarity of circular wood-cutting saws is considered. The assessment control parameter and the zone with maximum residual stresses, which are recommended to use for control of planarity deviation, are determined.

Keywords: circular saw, acoustic tensometry, ultrasonic vibrations, planarity, equivalent stresses.

При эксплуатации круглой пилы ее напряженное состояние — двухосное, т. е. плоское. Возникающие в пиле остаточные напряжения σ_1 и σ_2 (рис. 1) влияют на качество распила [1].

Отклонение круглой пилы от плоскостности (рис. 2) является следствием критического перепада температур в радиальном направлении.

Поле допуска отклонений от плоскостности зависит от размеров и свойств распиливаемого материала. Допустимое отклонение от плоскостности круглых пил равно максимальному допустимому отклонению w_{max} размера распиливаемого материала, которое зависит от толщины $h_м$ последнего:

$h_м$, мм	w_{max}, мм
До 32	±1
От 40 до 100	±2
Более 100	±3

Для контроля плоскостности круглых пил по остаточным напряжениям предлагается использовать метод акустической тензометрии, основанный на изменении скорости распространения ультразвуковых колебаний под действием приложенной нагрузки. Система уравнений, описывающая изменения остаточных напряжений σ_1 и σ_2 в зависимости от скорости распространения ультразвуковых колебаний в материале, имеет вид [2]:

$$\begin{cases} \sigma_1 = A\dfrac{v_{lx} - v_{l0}}{v_{l0}}; \\ \sigma_2 = B\dfrac{v_{lx} - v_{l0}}{v_{l0}}, \end{cases} \quad (1)$$

где A и B — коэффициенты, определяемые экспериментально; v_{lx} и v_{l0} — скорости распространения ультразвуковых колебаний при нулевых и остаточных напряжениях.

Выразим остаточные напряжения в системе уравнений (1) через эквивалентные напряжения $\sigma_{экв}^{IV}$ согласно работе [3]:

$$\sigma_{экв}^{IV} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2]}. \quad (2)$$

Выражение (2) с учетом изменения скорости распространения поперечных ультразвуковых колебаний примет вид:

$$\sigma_{экв}^{IV} = \frac{v_{lx} - v_{l0}}{v_{l0}}\sqrt{A^2 - AB + B^2}.$$

Введем обозначения $K = \sqrt{A^2 - AB + B^2}$.

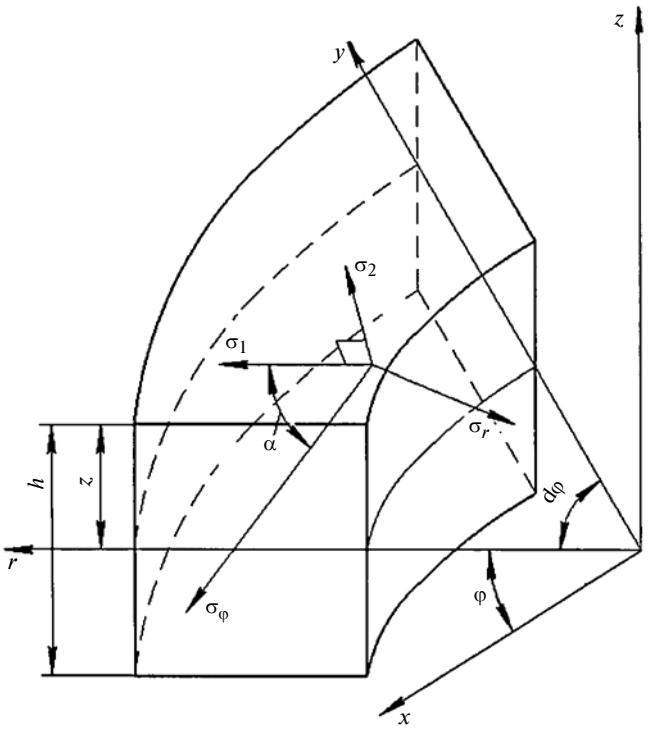


Рис. 1. Схема напряжений в сегменте круглой пилы при изгибе: σ_φ и σ_r — нормальные напряжения в окружном и радиальном направлениях; h — толщина диска; r — радиус диска; σ_1 и σ_2 — первое и второе главные напряжения; α — угол наклона плоскости главных напряжений

Тогда

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{IV}} = K\frac{\upsilon_{lx} - \upsilon_{l0}}{\upsilon_{l0}}.$$

Определим характер распределения эквивалентных напряжений в радиальном направлении пилы. Для этого смоделируем температурный перепад в этом направлении для диска диаметром $D = 500$ мм и толщиной $h = 2{,}5$ мм, зажатого фланцами диаметром $d_{\text{ф}} = 125$ мм.

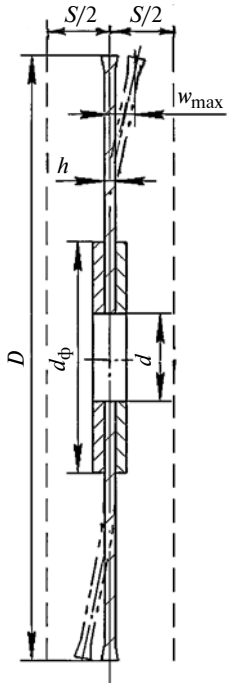


Рис. 2. Схема отклонения от плоскостности диска круглой пилы при эксплуатации:
S — поле допуска отклонения диска от плоскостности

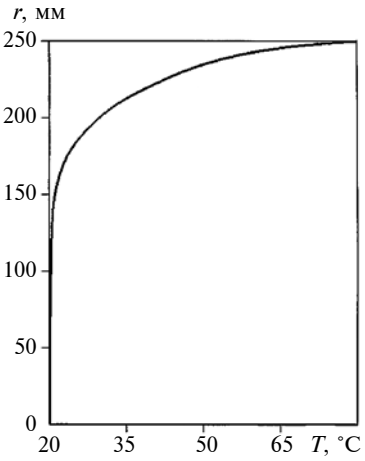


Рис. 3. Распределение температур *T* в круглой пиле в радиальном направлении

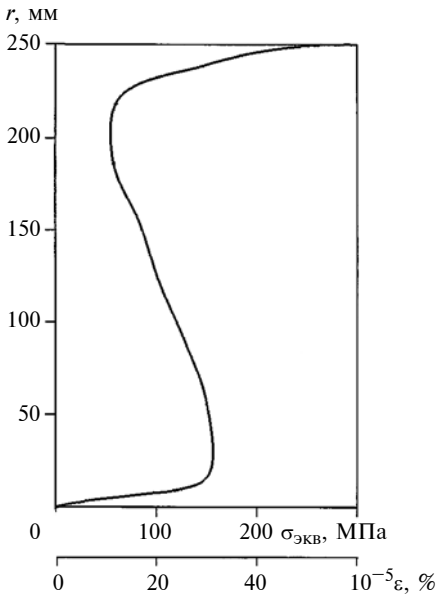


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ и деформаций ε в круглой пиле в радиальном направлении

Физико-механические показатели стали 9ХФ диска, заданные при моделировании

Относительное сужение при разрыве, %	23
Относительное удлинение при разрыве, %	11
Предел текучести, МПа	1254
Предел прочности, МПа	1382
Плотность, г/м^3	7850
Модуль упругости, 10^{11} Па	2
Коэффициент Пуассона	0,28
Коэффициент линейного расширения, °С	$12 \cdot 10^{-6}$

Задавали температурный перепад в радиальном направлении в диапазоне 20÷80 °С. Кривая распределения температуры приведена на рис. 3.

При моделировании температуру зубьев пилы задавали равной температуре периферии диска, а температуру в области защемления диска фланцами — равной 20 °С.

На рис. 4 представлены распределение эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ в радиальном направлении *r* диска и соответствующие им деформации ε. Наибольшие напряжения, обусловленные температурным воздействием, возникают на периферии диска. Повышенные напряжения наблюдаются также в зоне защемления диска фланцами.

Таким образом, наиболее вероятная область образования остаточных напряжений, влияющих на отклонение от плоскостности диска круглых пил, — его периферийная часть.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Стахиев Ю. М.** Работоспособность плоских круглых пил. М.: Лесная промышленность, 1989. 384 с.
2. **Неразрушающий** контроль: Справочник. Т. 3. Ультразвуковой контроль / Под общ. ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 2004. 864 с.
3. **Беляев Н. М.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1976. 608 с.

УДК 621.882:620.178.311.6

Э. Б. ЦХАЙ, канд. техн. наук (Томский государственный архитектурно-строительный университет), e-mail: tskhay1941@mail.ru

Совокупный учет радиальной деформации гайки, шероховатости поверхности витков и опорного изгибающего момента при деформациях резьбовых соединений

Экспериментальным исследованием влияния радиальной деформации тела гайки, шероховатости поверхности витков и опорного изгибающего момента на жесткость резьбовых соединений получены данные, уточняющие расчеты резьбовых соединений.

Ключевые слова: резьбовое соединение, радиальная деформация, шероховатость поверхности, относительное перемещение витков, угловое перемещение.

By experimental research of influence of nut body radial deformation, surface roughness of threads and support bending moment on stiffness of threaded joints, the data, refining the analysis of threaded joints, are obtained.

Keywords: threaded joint, radial deformation, surface roughness, relative displacement of threads, angular displacement.

Анализ публикаций по расчету жесткости резьбовых соединений показал, что в применяемых расчетах контактных деформаций опорный изгибающий момент и радиальная деформация тела гайки в совокупности не учитываются. Вместе с тем крупнейшие аварии, вызванные отрывом витков резьбы ответственных резьбовых соединений, показали необходимость совместного учета этих факторов для повышения точности определения распределения нагрузки по виткам резьбы и рассеяния энергии в резьбовых соединениях, а также актуальность разработки способов контроля усилия затяжки и выбора из партии резьбовых соединений образца с лучшими демпфирующими свойствами.

Анализ публикаций показал, что на сегодняшний день расчетные распределения нагрузки по виткам резьбы не подтверждены экспериментальными данными, а учет контактных деформаций витков весьма сложен.

Исследование резьбовых соединений затруднено тем, что непосредственные измерения на контактирующих витках невозможны.

В работах Я. Г. Пановко, Г. И. Страхова и Д. Н. Решетова принято допущение, что эффект Пуассона приводит к изменению размеров поперечных сечений болта и гайки и относительному проскальзыванию витков резьбы по конической поверхности.

Результаты экспериментов [1, 2] показали, что радиальные деформации на порядок превышают деформации от эффекта Пуассона, и это обусловливает неточность расчетов резьбовых соединений.

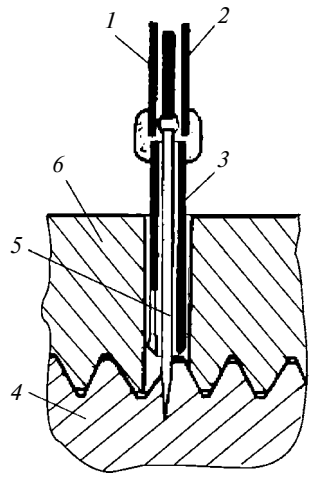


Рис. 1. Схема измерения взаимных перемещений витков резьбового соединения с помощью дифференциального емкостного преобразователя

Для измерения относительных перемещений витков резьбы болта и гайки разработана и изготовлена экспериментальная установка, позволяющая создавать циклическую нагрузку до 120 кН.

Нагрузку образца контролировали манометром и тензорезисторами, наклеенными на шток гидроцилиндра.

Для измерения взаимных перемещений витков резьбы разработан дифференциальный емкостной преобразователь [3] (рис. 1). При осевой нагрузке образца изменяются зазоры между средним электродом *5* и наружными электродами *1* и *2*, фиксируемые измерительным прибором. Разжимной трубчатый кронштейн *3* устанавливается в радиальное отверстие в гайке *6* так, чтобы его выступ находился в непосредственной близости от витков резьбы болта, а стержень среднего электрода *5* был вставлен в коническое отверстие в болте *4*.

Для измерения радиальной деформации гайки М12×1,5 разработан датчик [4], представляющий собой кольцо с микрометрическим винтом для настройки, призматической опорой и тензорезисторами, наклеенными на кольцо. Такой датчик необходим для исключения влияния радиального отверстия на деформацию гайки.

Ниже приведены метод и результаты расчета распределения нагрузки по виткам резьбового соединения, совокупного влияния на его жесткость шероховатости поверхности витков, радиальной деформации тела гайки и опорного изгибающего момента.

Первым задачу о распределении нагрузки в резьбах болта и гайки решил Н. Е. Жуковский еще в 1902 г. [5]. По его схеме разность осевых деформаций тел болта и гайки соответствует разности прогибов кольцевых дис-

ков. В 1951 г. И. А. Биргер [6] получил решение задачи с непрерывной резьбой в резьбовом соединении, которое было приведено и в его монографиях 1959 и 1973 годов. Опубликованные позже работы других авторов по данной теме, ничего не добавили к решению И. А. Биргера.

Однако заслуживают внимания работы В. Б. Жукова [7], в которых учитывался опорный изгибающий момент, и В. Б. Куклина [8] по исследованию влияния шероховатости поверхности резьбы на распределение нагрузки по виткам резьбового соединения.

Экспериментально были определены разность осевых деформаций болта и гайки и относительные перемещения контактирующих витков [9], что позволило сравнить экспериментальные и расчетные данные.

Для определения зависимости взаимных перемещений витков болта и гайки от нагрузки срезали все витки гайки, кроме витка, центрального по длине резьбы, и сверлили радиальное отверстие для емкостного преобразователя, с помощью которого определяли относительные перемещения витков [10].

В результате получили тарировочный график — зависимость относительных перемещений витка от осевой нагрузки и определили взаимные относительные перемещения трех пар витков реального резьбового соединения, что позволило определить распределения осевой нагрузки по виткам в зонах опорного (ОТ) и свободного (СТ) торцов и в центральной зоне гайки.

Предложенный метод позволяет определить перемещения витков гайки относительно витков болта при осевой нагрузке по высоте h гайки и оценить совокупное влияние шероховатости поверхности витков, габаритных размеров гайки, номинального диаметра резьбы и опорного изгибающего момента на распределение осевой нагрузки по виткам резьбы. Экспериментальные данные влияния перечисленных факторов на распределение нагрузки по виткам образца гайки представлены в таблице.

Рассмотрим влияние радиальной деформации на прочность резьбы. Для одного номинального размера резьбы стандартом предусмотрено применение гаек разных размеров. Результаты многочисленных исследований влияния параметров гайки на прочность резьбового соединения при статических и переменных нагрузках неоднозначны. Так, в монографии И. А. Биргера [6] утверждается, что увеличение высоты h гайки свыше $(0{,}5\div0{,}6)d$ (d — номинальный диаметр резьбы) не должно приводить к существенному повышению сопротивления усталости, так как нагрузка на наиболее нагруженный виток почти не изменяется. А экспериментальные исследования А. И. Якушева [11] показали, что увеличение высоты гайки до $2d$ приводит к увеличению предельной амплитуды переменного напряжения на 57 %. Данное противоречие подтверждает, что вопрос выбора оптимальных размеров гайки остается открытым.

Аналитическое определение радиальной деформации гайки проблематично. Модель гайки можно представить в виде толстостенной трубы, нагруженной внутренним давлением, и воспользоваться известным решением Лямэ. Однако предпочтительнее метод Ритца [12], учитывающий неравномерность распределения внутреннего давления в осевом направлении. Ввиду сложности расчета контактных деформаций по конической винтовой поверхности, неизвестности характера распределения нагрузки по виткам и влияния опорного изгибающего момента на прочность резьбовых соединений рекомендуется применять экспериментальный метод.

В качестве экспериментальных образцов использовали шпильки и гайки М12×1,5. Радиальную деформацию Δ_r гайки регистрировали датчиком радиальной деформации и с помощью самопишущего потенциометра получали диаграмму деформации в виде петель гистерезиса. Циклическое нагружение образцов осуществляли на прессе ZDMU-10. Погрешность измерения радиальной деформации гайки в любом сечении не превышала 0,01 мкм.

Номер опыта	Параметры образца гайки	Q, кН	A, см^2	ω, кН · мкм/см^2	$\Delta_п$ (Δ_r), мкм
1	М36×2; $D = 70$	21÷49	17	41,65	21,0
2	М36×2; $D = 65$	21÷49	6	18,00	14,0
3	М36×2; $D = 60$	21÷49	8	28,00	12,2
4	М36×1,5; $D = 70$; $Rz = 40$	14÷42	21	53,34	17,0
5	М36×1,5; $D = 70$; $Ra = 2$	14÷42	19	20,43	13,0
6	М42×2; ОТ; $D = 70$	35÷105	65,5	322,40	12,4
7	М42×2; СТ; $D = 70$	35÷105	43	192,00	7,34
8	М42×2; СТ; $D = 70$	40÷94	27	120,60	4,30
9	М42×2; СТ; $D = 70$	52÷89	10	44,68	1,40
10	М12×1,5; $S = 19$; $h = 10$	20÷40	23,4	21,39	(5,40)
11	М12×1,5; $S = 22$; $h = 10$	20÷40	21	18,98	(5,20)
12	М12×1,5; $S = 24$; $h = 10$	20÷40	19,8	18,80	(4,90)
13	М12×1; $Ra = 2{,}5$	28÷49	13	28,70	(2,50)
14	М12×1,5; $Rz = 60$	28÷49	20	42,60	(5,80)
15	М12×1,5; СТ; $S = 19$; $h = 10$	0÷49	8,2	175,20	(11,45)
16	М12×1,5; СТ; $S = 19$; $h = 20$	0÷49	8	168,80	(16,85)
18	М12×1,5; $S = 22$; $h = 20$; $d_{от} = 12{,}5$	21÷105	61	96,99	(4,70)
19	М12×1,5; $S = 22$; $h = 20$; $d_{от} = 14$	21÷105	41,5	65,15	(2,96)

Примечания. 1. A — площадь петли гистерезиса; ω — поглощаемая резьбой энергия; $\Delta_п$ — перемещения витков гайки относительно болта. 2. Параметры D, S, h и диаметр $d_{от}$ отверстия под болт — в миллиметрах, Ra, Rz — в микрометрах.

Результаты измерения радиальной деформации Δ_r гаек М12×1,5 высотой h = 10 мм в зонах ОТ (петля *1*) и СТ (петля *2*) показаны на рис. 2, согласно которому в процессе нагружения поперечного сечения размеры гайки в зоне ОТ постоянно увеличиваются, а в зоне СТ сначала увеличиваются, а затем уменьшаются. При разгрузке образца деформация гайки происходит в обратной последовательности. Первый этап можно объяснить относительным проскальзыванием витков вдоль образующей конической поверхности витка, второй — влиянием опорного изгибающего момента.

Для гаек высотой h = 30 мм радиальная деформация Δ_r в зоне СТ отрицательных значений не имела.

Зависимость радиальной деформации Δ_r от размеров S и h гайки более сложная. Для низких и нормальных гаек при увеличении размера S от 17 до 22 мм радиальная деформация в зоне ОТ уменьшается, а при увеличении S от 22 до 24 мм — увеличивается. Для высоких и особо высоких гаек ($h \geq 1{,}5d$) установлено, что с увеличением S от 19 до 22 мм радиальная деформация возрастает с 10,4 до 18,2 мкм. Дальнейшее увеличение размера S до 24 мм приводит к уменьшению Δ_r на 27 % относительно гайки, у которой S = 22 мм.

Установлено, что измерением размеров поперечного сечения гайки в зоне ОТ можно контролировать усилие затяжки. Для выяснения причин уменьшения усилия затяжки использовали емкостной преобразователь, у которого плоскости электродов расположены параллельно оси резьбы. Это позволило регистрировать угол φ поворота гайки М36×4 относительно болта при осевой циклической нагрузке (рис. 3). При разгрузке до нуля за каждый цикл происходит поворот гайки на угол φ = 2,5′. При разгрузке до $Q_р \geq 7$ кН петля гистерезиса замыкается, т. е. самоотвинчивания нет.

Осевая циклическая нагрузка затянутого соединения приводит к циклическому знакопеременному угловому микроперемещению гайки. В зависимости от отношения амплитуды циклического нагружения к среднему усилию этим микроперемещениям соответствует замкнутая гистерезисная петля, когда не происходит самоотвинчивания, или незамкнутая, когда при каждом цикле гайка самоотвинчивается.

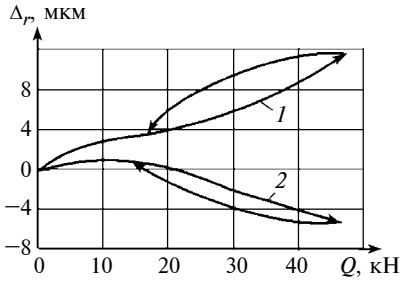


Рис. 2. Диаграмма радиальной деформации Δ_r гайки М12×1,5 (S = 24 мм, h = 10 мм) при изменении от циклической нагрузки Q в зонах опорного и свободного торцов гайки

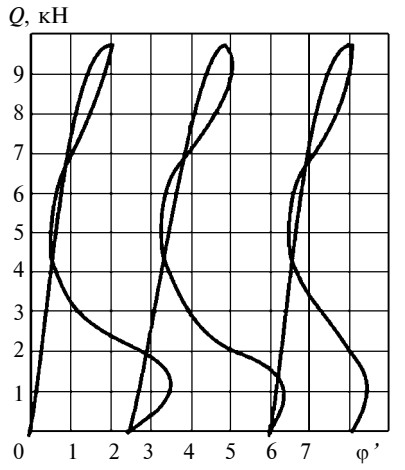


Рис. 3. Изменение угла φ поворота гайки М36×4 относительно болта при разгрузке до $Q_р$ = 0 за три цикла

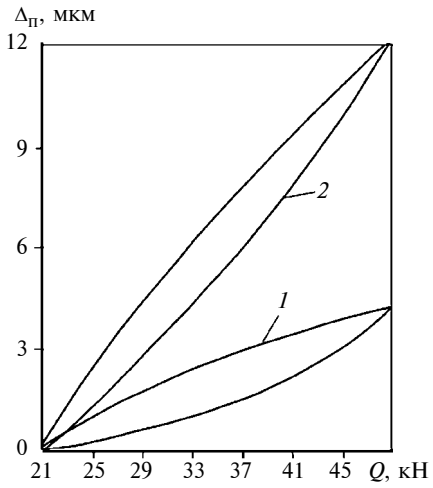


Рис. 4. Диаграмма перемещений $\Delta_п$ витков гайки М36×2 относительно витков болта при изменении осевой нагрузки Q и Rz = 60 мкм (*1*) и Ra = 2,5 мкм (*2*)

Влияние шероховатости поверхности на жесткость резьбы исследовали на специальных образцах. Относительные перемещения $\Delta_п$ витков в зоне ОТ образца с резьбой М36×2 приведены на рис. 4. Повышение качества обработки (уменьшение параметра шероховатости) приводит при одинаковой осевой нагрузке Q к значительному увеличению относительного проскальзывания $\Delta_п$ витков резьбы, что увеличивает радиальную деформацию Δ_r гайки. Это подтверждается абсолютными радиальными деформациями гаек М12×1,5 разной шероховатости (см. таблицу, опыты 13 и 14).

Уменьшение параметра шероховатости поверхности витков также снижает рассеяние энергии.

Рассмотрим результаты теоретических и экспериментальных исследований рассеяния энергии в резьбовых соединениях при циклическом нагружении и влияние параметров резьбы на диссипацию энергии. Установлено, что в зоне ОТ гайки при осевом нагружении размеры ее поперечного сечения увеличиваются практически сразу, так как угол профиля метрической резьбы, равный 60°, значительно превышает угол конуса трения покоя.

Изменения размеров сечения гайки в зоне СТ зависят от S и h. В общем случае относительные перемещения витков болта и гайки при восходящей и нисходящей ветвях петли гистерезиса в любом сечении по высоте h можно определить по формуле

$$\Delta_п^{\pm} = \Delta_в + \Delta_r + \Delta_к^{\pm},$$

где $\Delta_{\text{п}}^{+}$ — перемещения при нагружении; $\Delta_{\text{п}}^{-}$ — перемещения при разгружении; Δ_r — перемещения вследствие радиальной деформации гайки; $\Delta_{\text{к}}$ — перемещения от контактных деформаций при действии наклонных сил вне конуса трения.

Для определения гистерезисных потерь за один цикл нагружения кроме относительных перемещений необходимо знать нормальное контактное давление q, которое в первом приближении можно вычислить, используя закон Биргера распределения нагрузки по виткам. Наличие зависимости перемещений $\Delta_{\text{п}}$ от осевой нагрузки Q позволяет определить рассеяние энергии:

$$\omega = \int_{Q_{\min}}^{Q_{\max}} [\,Q_{\text{п}}^{-}(Q_z) - Q_{\text{п}}^{+}(Q_z)]\mathrm{d}Q.$$

Исследовали образцы гаек М12×1,5 и М36, М42 с наружными диаметрами D = 60, 65 и 70 мм и различными параметрами резьбы. Некоторые результаты экспериментов приведены в таблице. При повышении качества поверхности витков — изменении параметра шероховатости Rz = 40 мкм на Ra = 2 мкм снижается поглощаемая энергия ω в резьбе (с 53,34 до 20,43 кН · мкм/см^2). Это же наблюдается для образцов с резьбой М12×1,5 при изменении параметра шероховатости Rz = 60 мкм на Ra = 2,5 мкм. При этом демпфирующая способность образца уменьшилась в 1,5 раза.

Таким образом, разработан метод определения деформаций тела гайки, относительных перемещений витков резьбы и поворота гайки относительно болта, позволяющий оценить влияние шероховатости поверхности, радиальной деформации гайки и опорного изгибающего момента; разработаны и внедрены способы определения распределения нагрузки по виткам резьбы, контроля усилия затяжки, датчик радиальной деформации и дифференциальный емкостной преобразователь, защищенные патентами РФ; предложен способ выбора из партии резьбовых соединений образца, обладающего наилучшими демпфирующими свойствами; исследовано явление самоотвинчивания при осевой циклической нагрузке.

При этом не подтвердился вывод Е. Паланда о том, что в процессе осевого нагружения размеры поперечного сечения гайки в зоне СТ уменьшаются: этот вывод не соответствует результатам эксперимента для высоких гаек; не подтвердилось утверждение И. А. Биргера [9], что при одинаковой осевой нагрузке интенсивность распределения ее по высоте для нормальных и высоких гаек отличается незначительно.

Установлено:

увеличение высоты гайки увеличивает ее изгибную жесткость, что приводит к снижению нагрузки на опорном витке и уменьшению радиальной деформации гайки;

для высоких и особо высоких гаек с увеличением радиальных размеров поперечная деформация гайки сначала возрастает, а затем снижается. Это связано с ростом радиальной жесткости гайки;

увеличение наружных размеров гайки приводит к увеличению рассеяния энергии и взаимных относительных перемещений витков;

в зоне ОТ при осевом нагружении происходит увеличение размеров поперечного сечения гайки, в зоне СТ размеры могут изменяться в три этапа: увеличиваться, сохраняться, затем уменьшаться;

при осевом нагружении резьбового соединения имеют место два переходных процесса взаимных перемещений контактирующих витков: первый — деформация контакта из-за микронеровностей поверхности; второй — проскальзывание контактирующих поверхностей вследствие радиальной деформации гайки.

Для ответственных соединений экспериментальное определение жесткости и демпфирующих характеристик резьбовых соединений предпочтительнее расчета, так как менее трудозатратно.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Paland E.** Gewindelasfvertailung in der Schrauben-Mutfern Verbindung // Konstruktion. 1967. V. 19. N 9. S. 345—350.
2. **Цхай Э. Б.** Радиальная деформация гайки // Исследование, конструирование и расчет резьбовых соединений: Межвуз. науч. сб. Саратов: [Б. и], 1983. С. 3—8.
3. **А. с. 720290 СССР:** МКИ G01B 7/08. Дифференциальный емкостной преобразователь.
4. **Пат. на полезную модель 90893:** МПК G01B 7/16. Датчик радиальной деформации.
5. **Жуковский Н. Е.** Распределение давлений на нарезках винта и гайки // Бюллетени политехнического общества при Императорском Техническом училище. 1902. № 1. С. 1, 2.
6. **Биргер И. А.** Расчет резьбовых соединений. М.: Оборонгиз, 1951. 163 с.
7. **Жуков В. Б.** Распределение нагрузки по высоте гайки, имеющей выточку // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. 1975. Вып. 21. С. 21—26.
8. **Куклин В. Б.** Уточнение расчетов резьбовых соединений // Вестник машиностроения. 1957. № 7. С. 24—30.
9. **Пат. 2436053 Рос. Федерации:** МПК G01L 5/24. Способ определения нагрузки на витки резьбового соединения.
10. **Цхай Э. Б.** Измерение перемещений при исследовании жесткости и демпфирующих свойств резьбовых соединений // Доклады Томского государственного университета систем управления и радиоэлектроники. 2009. Т. 2. С. 65—68.
11. **Якушев А. И.** Исследование прочности и надежности резьбовых соединений // Вестник машиностроения. 1951. № 1. С. 5—14.
12. **Расчеты** на прочность в машиностроении / С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев и др. М.: Машгиз, 1958. Т. 2. 974 с.

УДК [621.81:539.4.014).001.57

М. В. ФОМИН, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: marc081939@gmail.com

Уравнение кривой деформирования металлов при малых упругопластических деформациях

Предложено уравнение для аналитического описания кривой квазистатического деформирования металлов при малых упругопластических деформациях, обеспечивающее высокую точность при решении задач на пластичность. Составляющие уравнения находят по экспериментальной кривой деформирования.

Ключевые слова: напряжение, деформация, модуль упругости, модуль упрочнения, упругопластическая деформация.

The equation for analytical description of the curve of quasistatic deformation of metals at small elastoplastic deformations, providing high accuracy at solution of plasticity problems, is suggested. The equation components are determined per experimental deformation curve.

Keywords: stress, deformation, elastic modulus, strengthening modulus, elastoplastic deformation.

Для решения многих задач механики твердого тела необходимо установить связь между деформациями и напряжениями, возникающими под действием нагрузки [1]. Для инженерных расчетов, как правило, применяют полигональную аппроксимацию. При этом кривая деформирования при растяжении схематизируется кусочно-линейной функцией относительного напряжения $\bar{\sigma} = \sigma/\sigma_т$ от относительной деформации $\bar{\varepsilon} = \varepsilon/\varepsilon_т$, где за предел текучести $\sigma_т$ принято напряжение, соответствующее пределу пропорциональности; $\varepsilon_т$ — деформация, соответствующая пределу текучести.

В этом случае уравнение кривой деформирования в каждом интервале $\bar{\varepsilon}_k \le \varepsilon \le \bar{\varepsilon}_{k-1}$ можно записать как $\bar{\sigma} = a_k + b_k\bar{\varepsilon}$, где a_k и b_k — коэффициенты, определяемые по экспериментальной кривой деформирования. Для описания диаграмм деформирования металлов при однократном нагружении, приведенных в работе [2], использовали шесть интервалов деформирования, т. е. для описания одной кривой деформирования вычисляли 12 коэффициентов. Данный способ используется в программе ANSYS.

Число коэффициентов a и b можно сократить до двух, используя модель твердого тела, состоящего из множества одинаковых, но различно напряженных микрообъемов. Каждый микрообъем при деформировании обладает линейным упрочнением. Предположим, что при изменении деформации напряжение в нормальном сечении микрообъема изменяется в соответствии с уравнениями:

$$\sigma_i = E\varepsilon_i \text{ при } \varepsilon_i \le \varepsilon_т;$$

$$\sigma_i = E\varepsilon_т + E_s(\varepsilon_i - \varepsilon_т) \text{ при } \varepsilon_i > \varepsilon_т,$$

где E — модуль упругости; E_s — модуль упрочнения.

Пусть в нормальном сечении тела находится $n_о$ микрообъемов, тогда напряжение в данном сечении

$$\sigma = \frac{1}{n_о}\sum_1^n E\varepsilon_i + \frac{1}{n_о}\sum_n^{n_о}[E\varepsilon_т + E_s(\varepsilon_i - \varepsilon_т)],$$

где n — число микрообъемов, испытывающих упругую деформацию, остальные $(n - n_о)$ микрообъемов испытывают упругопластическую деформацию.

Если деформация всего тела при растяжении получит приращение $d\varepsilon$, то и каждый микрообъем получит такое же приращение деформации. При этом среднее напряжение составит

$$\sigma + d\sigma = \frac{1}{n_о}\sum_1^n E(\varepsilon_i + d\varepsilon) +$$

$$+ \frac{1}{n_о}\sum_n^{n_о}[E\varepsilon_т + E_s(\varepsilon_i - \varepsilon_т + d\varepsilon)].$$

Следовательно,

$$d\sigma = E\frac{n}{n_о}d\varepsilon + E_s\left(1 - \frac{n}{n_о}\right)d\varepsilon.$$

Переход отдельных микрообъемов из упругого состояния в упругопластическое состояние при деформировании тела носит случайный характер. Предположим, что этот процесс имеет распределение Пуассона, тогда среднее число упругодеформированных объемов в рассматриваемом сечении при изменении деформации на величину $(\varepsilon - \varepsilon_т)$ составит

$$n = n_о e^{-\lambda(\varepsilon - \varepsilon_т)}, \quad (1)$$

где λ — постоянная, характеризующая интенсивность перехода отдельного объема из одного состояния в другое.

Следовательно, деформирование при растяжении за пределом упругости $(\varepsilon > \varepsilon_т)$ можно представить зависимостью

$$\sigma = \sigma_т + \int_{\varepsilon_т}^{\varepsilon} d\sigma$$

или

$$\bar{\sigma} = 1 + \frac{1}{\sigma_{\text{т}}} \int_{\varepsilon_{\text{т}}}^{\varepsilon} d\sigma. \qquad (2)$$

В результате интегрирования уравнения (2) с учетом выражения (1) получим аналитическую зависимость деформирования:

$$\sigma = 1 + D(\bar{\varepsilon} - 1) + \frac{1 - D}{B}[1 - e^{-B(\bar{\varepsilon} - 1)}], \qquad (3)$$

где $D = E_s/E$ — относительный модуль упрочнения; $B = \lambda\sigma_{\text{т}}/E$ — коэффициент, характеризующий с точностью до постоянного множителя интенсивность перехода отдельных микрообъемов при нагружении в состояние упругопластической деформации.

Значения D и B можно определить по экспериментальной кривой методом наименьших квадратов. В данном случае их удобно вычислять, используя встроенную функцию genifit программы Mathcad. Для этого необходимо выполнить следующее:

1. На основании экспериментальных данных записать выражения для векторов:

$$\bar{\varepsilon} = (\bar{\varepsilon}_1\, \bar{\varepsilon}_2\, \bar{\varepsilon}_3 \ldots \bar{\varepsilon}_k)^{\text{T}};$$

$$\bar{\sigma} = (\bar{\sigma}_1\, \bar{\sigma}_2\, \bar{\sigma}_3 \ldots \bar{\sigma}_k)^{\text{T}},$$

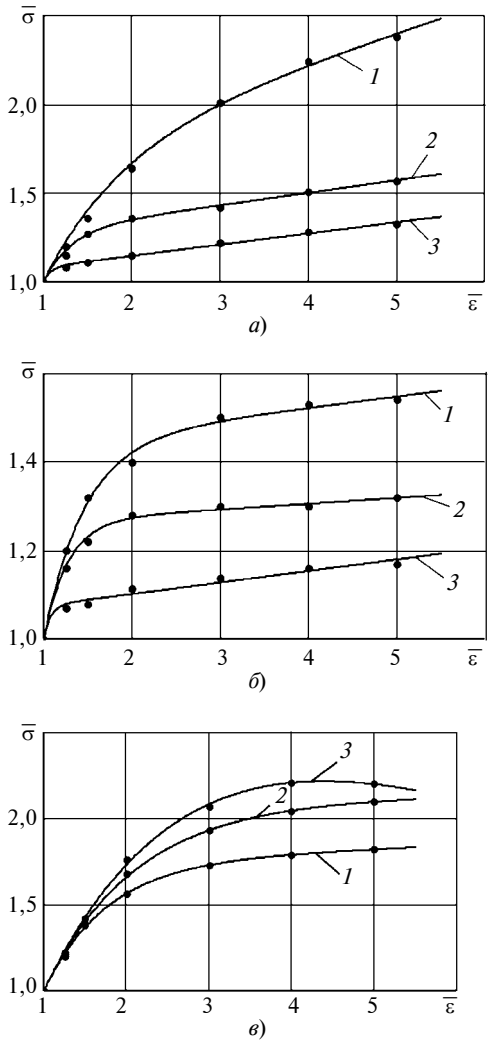
где $\bar{\varepsilon}_k$ и $\bar{\sigma}_k$ — экспериментальные значения для k произвольно выбранных на экспериментальной кривой точек, Т — знак транспонирования векторов.

2. Записать вектор начальных значений B и D (например, $B = 5$, $D = 0{,}1$):

$$g = (B\ D)^{\text{T}}.$$

Параметры уравнения деформирования конструкционных сталей, алюминиевых и титановых сплавов

Материал	Термическая обработка	Температура испытания, °С	Параметры	
			B	D
40Х	Отжиг	20	11,29	0,0630
18Х2Н4МА	Закалка при 950 °С, отпуск при 180 °С	20	11,11	0,1640
		300	1,32	0,0210
		400	0,91	0,0083
		500	0,53	−0,2280
Х18Н9Т	Закалка при 1050 °С	20	3,20	0,0710
В95	Закалка, искусственное старение	20	12,68	0,0260
В95Т	Закалка, искусственное старение	20	3,69	0,0130
ВТ1	Отжиг при 700 °С	20	2,19	0,0250



Кривые деформирования:
а — конструкционных сталей 18Х2Н4МА (*1*), Х18Н9Т (*2*), 40Х (*3*); *б* — титанового ВТ1 (*1*) и алюминиевых сплавов В95Т (*2*), В95 (*3*); *в* — стали 18Х2Н4МА при повышенных температурах t = 300 (*1*), 400 (*2*), 500 °С (*3*)

3. Записать вспомогательный вектор:

$$Q(\bar{\varepsilon}, g) = \begin{vmatrix} 1 + g_1(\bar{\varepsilon} - 1) + \dfrac{1 - g_2}{g_1}\left[1 - e^{-g_1(\bar{\varepsilon} - 1)}\right] \\ (\bar{\varepsilon} - 1)\dfrac{1 - g_2}{g_1} e^{-g_1(\bar{\varepsilon} - 1)} - \dfrac{1 - g_2}{g_1^2}\left[1 - e^{-g_1(\bar{\varepsilon} - 1)}\right] \\ (\bar{\varepsilon} - 1) - \dfrac{1}{g_1}\left[1 - e^{-g_1(\bar{\varepsilon} - 1)}\right] \end{vmatrix},$$

где первый элемент вектора-столбца $Q(\bar{\varepsilon}, g)$ соответствует заданной функции (3), второй — частной производной заданной функции по параметру B, третий — частной производной заданной функции по параметру D.

УДК 629.4.015

Л. Б. ЦВИК, д-р техн. наук (Иркутский ГУ путей сообщения), Е. В. ЗЕНЬКОВ, канд. техн. наук (ИрНИТУ),
В. К. ЕРЕМЕЕВ, канд. техн. наук (ИрГУС), e-mail: tsvik_l@mail.ru

Расчетно-экспериментальное моделирование разрушения материала конструкций при двухосном растяжении

Приведены результаты испытаний лабораторных образцов с заданным видом напряженно-деформированного состояния (НДС) на двухосное растяжение. Предложена расчетно-экспериментальная оценка статической прочности конструктивных элементов с тем же видом НДС.

Ключевые слова: конструкция, двухосное растяжение, критерий прочности, лабораторный образец, испытания, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов.

The test results of laboratory specimens with specified type of stressed-deformed state on biaxial tension are presented. The calculation-experimental assessment of static strength of structural elements with the same type of stressed-deformed state is suggested.

Keywords: structure, biaxial tension, strength criterion, laboratory specimen, tests, stressed-deformed state, finite element method.

Проектные расчеты на прочность высоконагруженных деталей конструкций требуют учета вида НДС в возможном очаге их разрушения [1—4]. В частности, учет влияния двухосности НДС важен, например, при оценке статической прочности штуцерных узлов сосудов высокого давления, прочности таких элементов конструкций, как пластины и оболочки при их изгибе под действием разнонаправленных внешних сил или перепада температур. Указанный учет осуществляется, как правило, двумя способами. Первый, представленный критериями прочности, например, Писаренко—Лебедева [2, 3], Ягна—Бужинского, Друкера—Прагера и др., основан на предварительном определении прочностных характеристик материала конструкции путем квазистатического разрушения лабораторных образцов этого материала при одноосном растяжении, сжатии и чистом сдвиге, т. е. определении соответственно напряжений $\sigma_в$, $\sigma_{сж}$ и $\tau_к$. Второй способ [5—10] основан на результатах лабораторных испытаний образцов с тем же видом НДС в очаге их разрушения, что и в очаге возможного разрушения рассматриваемого элемента конструкции. При втором способе используют, как правило, специальную технику с несколькими силовыми приводами, создающими разнонаправленные воздействия на испытуемый образец, что существенно затрудняет реализацию способа.

В данной работе рассматривается методика расчета, сочетающая элементы обоих подходов и позволяющая с помощью типовых одноприводных испытательных машин на стадии лабораторных исследований материала детали учесть реальный вид НДС в очаге разрушения.

Рассмотрим, для определенности, критерий прочности Писаренко—Лебедева, используемый при оценке прочности конструкций из изотропных

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

4. Получить решение, используя операторы:

$$B = \text{genifit}(\bar{\varepsilon}, \bar{\sigma}, g, Q)_1;$$

$$D = \text{genifit}(\bar{\varepsilon}, \bar{\sigma}, g, Q)_2.$$

В адекватности предлагаемой модели можно убедиться сопоставлением расчетных и экспериментальных данных для некоторых конструкционных сталей, алюминиевых и титановых сплавов. В качестве примера в таблице представлены параметры уравнений деформирования для некоторых металлов, на рисунке, *а—в* — кривые деформирования, полученные расчетом по формуле (3), точки на которых соответствуют экспериментальным данным [2].

Таким образом, получено аналитическое описание квазистатического деформирования для широкого класса металлов и сплавов при малых упругопластических деформациях для нормальных и повышенных температур, допускающее простое интегрирование, что важно для решения задач пластичности, и содержащее только два экспериментальных параметра.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Машиностроение.** Энциклопедия. Т. IV-1 Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Под ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1995. 864 с.

2. **Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.** Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность / Под ред. С. В. Серенсена. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.

материалов. Условие, при котором наступает квазистатическое разрушение материала, сопровождаемое появлением трещин, определяется уравнением предельного состояния, т. е. пределом прочности при растяжении:

$$\alpha\sigma_i^{\text{пр}} + (1-\alpha)\sigma_1^{\text{пр}} A^{1-\Pi} = \sigma_{\text{в}}. \qquad (1)$$

Здесь $\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2}$ — интенсивность в возможном очаге разрушения, где σ_1, σ_2, σ_3 — главные напряжения в нем;

$$\Pi = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/\sigma_i \qquad (2)$$

— коэффициент Смирнова—Аляева [4, 5], характеризующий вид НДС в рассматриваемой точке (при двухосном НДС может быть достигнуто $\Pi = 2$); α и A — параметры, характеризующие свойства материала элемента конструкции и определяемые по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \alpha &= \sigma_{\text{в}}/\sigma_{\text{сж}}; \\ A &= (\varphi - \sqrt{3}\alpha)/(1-\alpha); \\ \varphi &= \sigma_{\text{в}}/\tau_{\text{к}}. \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

Критерий (1) относится к так называемым объединенным критериям, в котором первое слагаемое учитывает разрушение срезом, второе — отрывом. Экспериментальная проверка [2] показала, что для инженерной практики точность рассматриваемых критериев в ряде случаев недостаточна. Это может быть связано с разными видами НДС оцениваемого элемента конструкции и образцов, испытываемых до разрушения при определении напряжений $\sigma_{\text{в}}$, $\sigma_{\text{сж}}$ и $\tau_{\text{к}}$. Кроме того, необходимость предварительного определения указанных величин и разнообразие лабораторной техники для испытаний существенно усложняют применение указанных критериев. Параметры критериев прочности второго типа определяют, как правило, на испытательных машинах с несколькими силовыми приводами, создающими разнонаправленные силовые воздействия на образец [6—9], что усложняет испытания и ограничивает их проведение. Образцы для механических испытаний [10] позволяют реализовать критерии второго типа с помощью типовых одноприводных машин, но при условии, что в рабочей зоне создается НДС со значением $\Pi < 1{,}73$.

Выбор коэффициента Π по равенству (2) в качестве характеристики вида НДС, используемой в общих критериях прочности [2], связан с существенным его влиянием на расположение очага разрушения [11, 12] и предельное НДС: с увеличением Π (по Смирнову—Аляеву с увеличением "жесткости" вида НДС) предельные значения интенсивности

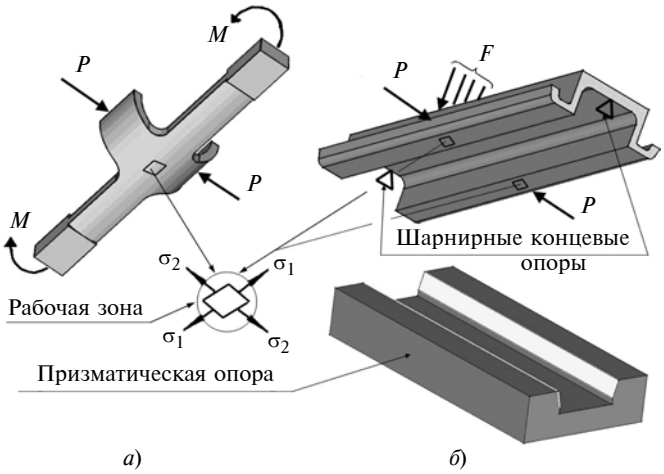


Рис. 1. Схемы нагружения образца с боковыми выступами:
а — поперечным усилием *P*, создаваемым приводом машины; *б* — поперечными усилиями *P*, являющимися реакциями наклонных опорных поверхностей образца

напряжений и первого главного напряжения снижаются. Рассматриваемая в данной работе расчетно-экспериментальная методика оценки прочности элемента конструкции включает два этапа: на первом значения Π рассчитывают для очага возможного разрушения и выбирают соответствующие лабораторные образцы (величина Π рассматривается при этом как критерий подобия НДС элемента конструкции и образца); на втором — образцы испытывают до разрушения на типовой одноприводной машине и по результатам определяют прочностные параметры, входящие в критериальное уравнение (1). В предлагаемой методике расчетная оценка прочности уточняется по экспериментальным данным разрушения лабораторного образца, НДС которого в момент разрушения моделирует НДС в рабочей зоне элемента реальной конструкции. Использование одноприводных испытательных машин в этом случае определяется тем, что разнонаправленные усилия на образец создаются с помощью контактных сил, являющихся реакциями, возникающими на дополнительных наклонных опорных поверхностях лабораторного образца новой конструкции при его контакте с соответствующей опорой [13].

Конструкция одного из образцов для испытаний на машинах с двумя силовыми приводами [6] приведена на рис. 1, *а*. В рабочей зоне образца в момент разрушения создается двухосное растяжение усилием *P*, которое может быть создано реакцией, действующей на образец при контакте его боковых выступов со скосами призматической опоры. Схема нагружения призматического образца приведена на рис. 1, *б*, геометрические параметры — на рис. 2. Для оценки использования таких образцов при определении параметров α и A, входящих в уравнение (1), провели расчетный анализ их НДС

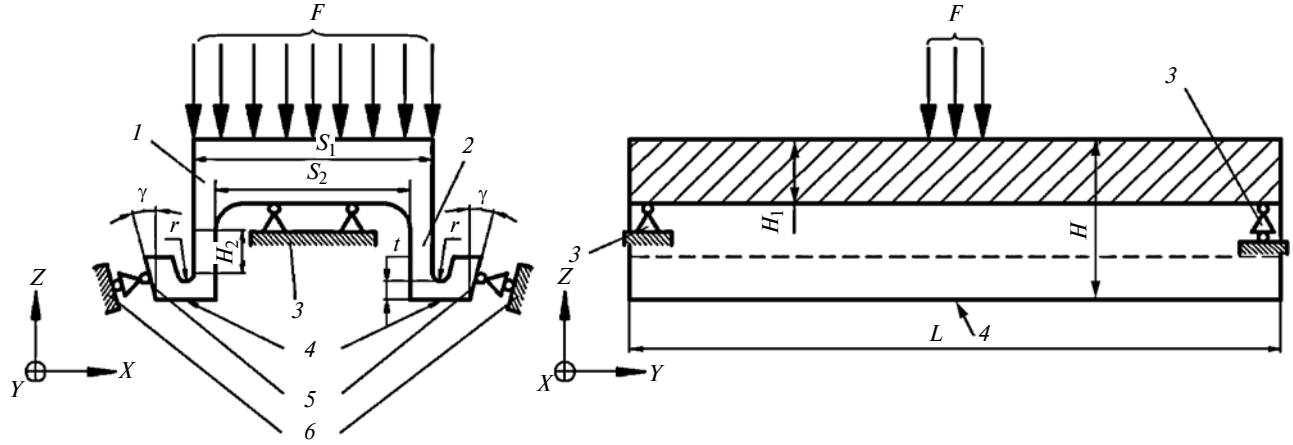


Рис. 2. Геометрические параметры и схема нагружения образца с наклонными опорными поверхностями:
1 — образец; *2* — боковые выступы образца; *3* — концевые опоры; *4* — рабочая зона; *5* — наклонные опорные поверхности образца; *6* — наклонные поверхности призматической опоры; *F* — усилие, создаваемое толкателем испытательной машины

в зависимости от основных геометрических характеристик. Для образцов использовали однородный, изотропный и свободный от предварительных напряжений материал. При анализе решали трехмерные линейные уравнения теории упругости относительно вектора **u** перемещений:

$$(\lambda + \mu)\text{grad div}\mathbf{u} + \mu\Delta\mathbf{u} = 0, \qquad (4)$$

где λ и μ — константы, характеризующие упругие свойства материала [14].

Уравнения решали для конкретных материалов образца и поверхности $S = S_\sigma + S_{u\sigma}$ (S_σ — поверхность с известными нормальными и касательными напряжениями; $S_{u\sigma}$ — поверхность контакта образца с жесткой и гладкой наклонной поверхностью опоры) при краевых условиях для искомых компонент тензора напряжений **T** и вектора **u** перемещений, задаваемых на поверхности *S*:

$$\left.\begin{aligned} &(\mathbf{v}\cdot\mathbf{T})|_{S_\sigma} = \mathbf{F}(M),\ M \in S_\sigma;\\ &(\mathbf{u}\cdot\mathbf{v})|_{S_{u\sigma}} = 0,\ (\mathbf{v}\cdot\mathbf{T}\cdot\boldsymbol{\tau})|_{S_{u\sigma}} = 0,\ M \in S_{u\sigma}. \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

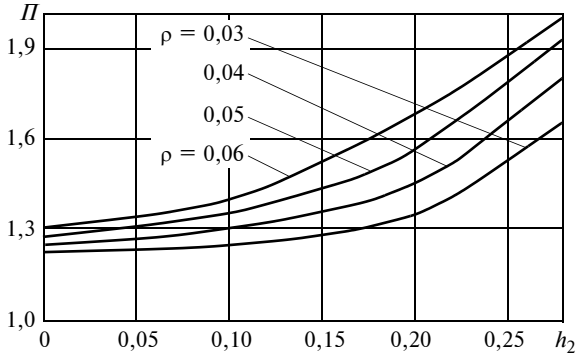


Рис. 4. Зависимости коэффициента *П* от параметров ρ и h_2 призматических образцов

Здесь *M* — произвольная точка на поверхности *S* образца; **F**(*M*) — вектор распределенных усилий, заданный на поверхности S_σ; **v** — единичный вектор внешней нормали к поверхности *S*; **τ** — единичный вектор, ортогональный вектору **v**.

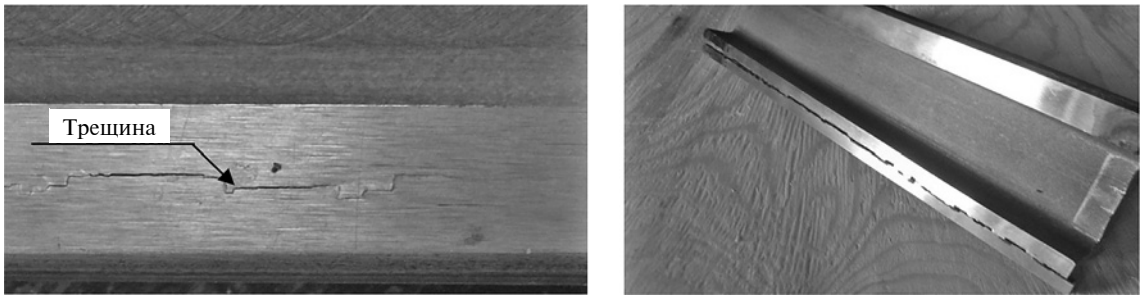
Уравнения (4) и (5) решали методом конечных элементов (МКЭ) (рис. 3, см. обложку) для следующих диапазонов геометрических параметров (см. рис. 2):

$$h_1 = H_1/S_1 \in [0{,}25;\ 0{,}4];\quad h_2 = H_2/S_1 \in [0;\ 0{,}28];$$

$$\rho = r/S_1 \in [0{,}03;\ 0{,}06];\quad \alpha \in [10^\circ,\ 15^\circ].$$

На рис. 4 приведены результаты расчетов коэффициента *П* при $L = 220$ мм, $S_1 = 44$ мм, $S_2 = 36$ мм, $t = 4$ мм, $h_1 = 0{,}25$ и $\gamma = 15^\circ$. При увеличении h_2 значение *П* увеличивается до максимально возможного при двухосном растяжении $П = 2$. Анализ уравнений показал, что для любого НДС элемента конструкции с известным значением *П* при двухосном растяжении всегда возможно выбрать один или несколько образцов рассматриваемого типа, моделирующих тот же вид НДС с тем же значением *П*. Отметим, что для уточнения расчетных параметров, входящих в уравнение (1), можно использовать не уравнения линейной теории упругости (4) и (5), а более точные модели, например уравнения упругопластического деформирования при больших деформациях.

В работе [1] экспериментально исследовали уменьшение $\sigma_1^{пр}$ в условиях двухосного растяжения при разрушении на специальной установке образцов из относительно пластичной стали Х18Н10Т. Установлено, что в очаге разрушения $\sigma_1^{пр}$ снизилось более чем на 25 % по сравнению с пределом прочности $\sigma_в$ этого материала при одноосном растяжении. Для исследования прочностных свойств разных материалов в подобной ситуации можно



а) *б*)

Рис. 6. Начальная трещина (*а*) в рабочей зоне (си. рис. 1, *б*) и разрушенный образец (*б*)

использовать призматический образец [13]. Интерес представляет изучение поведения относительно более хрупких сталей. С этой целью провели испытание до разрушения образцов из стали 50ХФА при двухосном растяжении, для чего предварительно разрушение стандартных круглых образцов из этой стали осуществили на типовой одноприводной испытательной машине Instron 5989 при одноосном растяжении. Для стали 50ХФА получили предел текучести $\sigma_т = 1050$ МПа, предел прочности $\sigma_в = 1300$ МПа и относительное удлинение $\delta = 7{,}5$ %. По схеме на рис. 2 изготовили серии 1 и 2 образцов (по три образца в каждой серии). Размеры образцов (табл. 1) подбирали так, чтобы НДС в их рабочей зоне характеризовалось коэффициентом $П \approx 1{,}9$, присущем, например, НДС прямоугольных пластин, нагруженных равномерным давлением.

Для оценки достоверности расчетов по формулам (4) и (5) сопоставили расчетные значения деформаций для образцов серии 1 (рис. 5, *а*, см. обложку) с соответствующими экспериментальными значениями в контрольных точках боковой поверхности образца (рис. 5, *б*, см. обложку). Расхождение не превысило 10 %. Этапы разрушения одного из образцов показаны на рис. 6, *а*, *б*.

Результаты разрушения образцов анализировали на основании уравнения предельного состояния (1), используемого в критерии прочности Писаренко—Лебедева. Этот критерий физически непротиворечив, качественно описывает уменьшение $\sigma_1^{пр}$ при увеличении $П$ (увеличении "жесткости" вида НДС) и для ряда хрупких и структурно-неоднородных материалов дает приемлемую точность расчетной прочности при двухосном растяжении [2].

Критерий Писаренко—Лебедева основан на гипотезе, заключающейся в том, что параметры α и A являются константами материала, не зависящими от вида НДС в очаге разрушения, и определяются равенствами (3). Его точность ограничивается тем, что в уравнении (1) в общем случае параметры α и A могут определяться не соотношениями (3), а более сложным образом и зависеть от величины $П$, определяемой равенством (2). В данной работе, как и в критерии Писаренко—Лебедева [уравнение (1)], сохраняется предположение о независимости параметров α и A от интенсивности σ_i и первого главного напряжения σ_1 в возможном очаге разрушения, но не исключается их некоторая зависимость от величины $П$. При этом уравнение (1) рассматривается как эмпирически формула, коэффициенты которой определяются не по уравнениям (3), а по результатам разрушения лабораторных образцов, рабочая зона которых характеризуется определенным значением $П$. При таком подходе уравнение (1) является аппроксимацией истинного уравнения предельного состояния, построенного для конкретного (или относительно узкого диапазона изменения) коэффициента $П$. Вид НДС определяется конструктивными особенностями испытанных до разрушения образцов, а в очаге их разрушения значение $П$ должно совпадать (или быть близким) со значением $П$ для очага возможного разрушения реального элемента конструкции.

По предлагаемой методике расчета на прочность для определения параметров α и A необходимо предварительно разрушить два конструктивных образца, отличающихся размерами и соответствующими значениями $\sigma_{i1}^{пр}$, $\sigma_1^{пр}$ и $\sigma_{i2}^{пр}$ и $\sigma_2^{пр}$ в момент разрушения, но с равным (или близким) коэффициентом $П$ в рабочих зонах. В этом случае уравнения вида (1), соответствующие двум выбранным конструкциям, образуют систему двух нелинейных алгебраических уравнений относительно неизвестных величин α и A, которую можно решить методом последовательных приближений. Для выбора образцов можно использовать зави-

Таблица 1

Основные размеры экспериментальных призматических образцов, мм

H	H_1	H_2	S_1	L	t для образцов серий 1 и 2	r	γ°
33	12	11	44	220	4 и 6	2	15

симости, приведенные на рис. 4, показывающие, что определенному значению Π всегда соответствуют два варианта призматического образца, значительно различающихся величиной h_2 и, соответственно, значениями $\sigma_{i1}^{пр}$, $\sigma_1^{пр}$ и $\sigma_{i2}^{пр}$, $\sigma_2^{пр}$ в момент их разрушения. По усредненным экспериментальным данным в момент разрушения получили усилия F_1 = 205 кН и F_2 = 235 кН (на рис. 2 — усилия F).

Относительное среднеквадратическое отклонение приведенных значений для обеих серий не превысило 5 %. Полученные значения усилий F_1 и F_2 использовали как исходные величины для численного анализа НДС образцов в момент их разрушения, в котором учитывали возможные пластические деформации материала образца (табл. 2). На рис. 7 (см. обложку) в качестве примера приведены распределения первых главных напряжений σ_1 по среднему поперечному сечению в образцах серии 2.

Отметим, что для испытанных образцов НДС в зонах галтельного перехода r = 2 мм было весьма "мягким" ($\Pi \le 0{,}95$). Это и предопределяет локализацию разрушения образцов предлагаемого типа не в зонах с максимальной интенсивностью напряжений, а в рабочих зонах. В рассмотренных случаях НДС в рабочих зонах значительно более "жесткое", т. е. $\Pi \ge 1{,}8$. Расчетно-экспериментальные данные, представленные в табл. 2, позволили, используя уравнение (1) предельного состояния, определить, что для стали 50ХФА α = 0,73 и A = 0,40. Эти значения позволяют использовать уравнения (1) для расчета на прочность элементов конструкций, изготовленных из стали 50ХФА и характеризуемых в опасных сечениях коэффициентом $\Pi \approx 1{,}85$.

Таким образом, предложенная методика расчета элементов конструкций на статическую прочность, основанная на предварительном расчете вида их НДС и последующем испытании образцов до разрушения, моделирующем этот вид НДС, позволяет определять прочностные параметры материала при двухосном растяжении и рассчитывать элементы на прочность с учетом реального вида их НДС.

Применение типовой одноприводной машины для испытания до разрушения призматических лабораторных образцов из разных материалов, находящихся в сложном НДС, создаваемом при их нагружении и вызывающих в рабочей зоне образцов двухосное растяжение, позволяет упростить испытания в результате отказа от испытательных машин с несколькими однотипными или принципиально разными силовыми приводами.

Таблица 2

Расчетные характеристики НДС образцов в момент их разрушения

Серия	Рабочая зона				Зона галтельного перехода			
	σ_1, МПа	σ_2, МПа	σ_i, МПа	Π	σ_1, МПа	σ_3, МПа	σ_i, МПа	Π
1	985	743	892	1,9	15	−1800	1810	−1,00
2	1050	615	917	1,8	40	−1950	1980	−0,95

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Вилимок Я. А., Назаров К. А, Евдокимов А. К.** Напряженное состояние и прочность плоских образцов при одноосном и двухосном растяжении // Известия ТулГУ. Технические науки. 2013. Вып. 11. С. 388—393.

2. **Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В.** Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Изд-во Дельта, 2008. 816 с.

3. **Механические** свойства конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии / А. А. Лебедев, Б. И. Ковальчук, Ф. Ф. Гигиняк и др. Киев: Изд-во Дом "Ин Юре", 2003. 540 с.

4. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.

5. **Смирнов-Аляев Г. А.** Сопротивление материалов пластическому деформированию. М.: МАШГИЗ, 1961. 458 с.

6. **Пат. 2073842 Рос. Федерации:** МПК^6 G01N3/08 Образец для испытания металла при двухосном напряженном состоянии.

7. **Вансович К. А., Ядров В. И.** Усталостные испытания стальных крестообразных образцов с трещиной при двухосном нагружении // Омский научный вестник. 2012. № 3(113). С. 117—122.

8. **Вансович К. А., Ядров В. И.** Экспериментальное изучение скорости роста поверхностных трещин в алюминиевом сплаве АК6 и в стали 20 при двухосном нагружении // Известия Самарского НЦ РАН. 2013. Т. 15. № 4. С. 436—438.

9. **О влиянии** характера напряженного состояния на пластичность и разрушение конструкционных сталей / Ю. А. Гагарин, С. Н. Пичков, В. А. Скуднов и др. // Проблемы прочности. 1978. № 6. С. 70—75.

10. **А. с. 1793320 А1 СССР:** МПК^5 G01N3/28. Призматический образец для оценки механических свойств материала.

11. **Цвик Л. Б., Пимштейн П. Г, Борсук Е. Г.** Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния многослойного цилиндра с монолитным вводом // Проблемы прочности. 1978. № 4. С. 74—77.

12. **Укрепление** отверстий и статическая прочность осесимметричных штуцерных узлов / Л. Б. Цвик, С. И. Федотова, Е. Г. Борсук и др. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1993. № 1. С. 58—65.

13. **Пат. 2516599 Рос. Федерации:** МПК G01N1/28, G01N3/12 Призматический образец для оценки прочности материала.

14. **Горшков А. Г., Тарлаковский Д. В., Старовойтов Э. И.** Теория упругости и пластичности. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2011. 416 с.

УДК 620.17

М. М. МАТЛИН, д-р техн. наук, С. Л. ЛЕБСКИЙ, Е. Н. КАЗАНКИНА, кандидаты технических наук,
В. А. КАЗАНКИН, Д. С. МАНУКЯН (Волгоградский ГТУ), e-mail: matlin@vstu.ru

Экспресс-контроль прочности резьбовых деталей[1]

Рассматривается метод экспресс-контроля прочностных показателей болтов, предусматривающий внедрение в материал сферического индентора, измерение диаметра остаточного отпечатка и определения пластической твердости по контактному модулю упрочнения материала.

Ключевые слова: болт, прочность, сферический индентор, контактная нагрузка, пластическая твердость, предел текучести, предел прочности.

The method of express-control of bolt strength parameters, involving penetration into a material of a spherical indenter, measurement of residual indent diameter and determination of plastic hardness on contact modulus of material strengthening is considered.

Keywords: bolt, strength, spherical indenter, contact load, plastic hardness, yield strength, ultimate strength.

В машиностроении 60 % деталей имеют резьбу. Это болты, шпильки, гайки, валы, корпусные детали и т. п. Так, в планере пассажирского самолета несколько сотен тысяч резьбовых деталей [1]. Резьбовые детали являются ответственными элементами, которые при эксплуатации испытывают значительные нагружения.

По ГОСТ Р 52627—2006 [2] резьбовые детали ответственных соединений подвергают обязательному контролю на форму, размеры, качество резьбы и стержня (визуально и люминесцентным методом), контролируют их твердость, выборочно они подвергаются механическим испытаниям. Полный контроль их механических свойств невозможен, так как предел текучести $\sigma_{0,2}$ и предел прочности $\sigma_в$ определяют испытаниями на растяжение, при котором болт разрушается. Стандарт на класс прочности регламентирует минимальные прочностные показатели. Однако для болтов класса прочности 3.6 предел прочности составляет 300÷400 МПа [3], т. е. значения могут отличаться в 1,33 раза, а для болтов класса прочности 8.8 — в 1,25 раза. Это может стать причиной завышения и неиспользования запаса прочности детали, что ведет к необоснованному увеличению их размеров и массы. Все это обусловливает необходимость разработки метода неразрушающего контроля прочности резьбовых соединений, который обеспечит стопроцентный контроль деталей.

В настоящей работе использованы методы определения предела текучести [4, 5] и предела прочности [6, 7], которые базируются на закономерностях [8], устанавливающих связь между интенсивностью напряжений и деформаций в центре площадки контакта (сферического индентора с поверхностью детали) с напряжениями и деформациями при одноосном растяжении образца, изготовленного из материала исследуемой детали. Сферический индентор (шарик диаметром D) внедряют под действием контактной нагрузки F в испытуемую деталь. После разгрузки измеряют диаметр d_0 отпечатка и вычисляют предел текучести $\sigma_{0,2}$ и предел прочности $\sigma_в$ материала детали по формулам:

$$\sigma_{0,2} = \frac{0{,}955(1-2\mu_2)F}{d_0^2\left[78\left(\frac{d_0}{D} - 9{,}43K_1\frac{F}{d_0^2}\right)(1-2\mu_2)\right]^{245/НД}}, \quad (1)$$

$$\sigma_в = \frac{0{,}955(1-2\mu_2)F}{d_0^2\left[0{,}0017\left(\frac{d_0}{D} - 9{,}43K_1\frac{F}{d_0^2}\right)(1-2\mu_2)НД\right]^{245/НД}}, \quad (2)$$

где $K_1 = (1 - \mu_1^2)/(\pi E_1)$; μ_1 и E_1 — соответственно коэффициент Пуассона и модуль нормальной упругости материала сферического индентора; НД — пластическая твердость материала детали по ГОСТ 18835—73 [9, 10]; μ_2 — коэффициент Пуассона материала детали.

В табл. 1 приведены формулы для расчета пластической твердости по другим показателям твердости.

Таблица 1

Формулы для расчета пластической твердости НД болтов по другим показателям твердости [11]

Твердость	Формула
HRC (при ⩾ 32)	$3{,}57 \cdot 10^{-4} HRC^{-4{,}05} + 3353$
HRB	$88300/(130 - HRB)$
HB (при ⩽ 4000)	$0{,}468 HB^{1{,}124}$
HV (при *HV* = 1000÷9200)	$0{,}5 HV^{1{,}113}$

[1] Работа выполнена при поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках государственного задания № 2914/16 (проект № 2986), грант РФФИ № 14-08-00131/15.

Отметим, что пластическая твердость НД для отношения $h/D = 0{,}01 \div 0{,}08$ (где h — глубина остаточного отпечатка, D — диаметр индентора) [9—11] не зависит от нагрузки F и диаметра D, т. е. от условий испытания на твердость и, таким образом, является константой для данного материала. Это упрощает определение НД.

В физическом аспекте пластическая твердость представляет собой не условное давление в контакте, как, например, твердость по Бринеллю (*HB*), а модуль упрочнения материала при внедрении в него сферического индентора, т. е. контактный модуль упрочнения. При контроле деталей, твердость которых не превышает 450 *HB*, в качестве материала сферического индентора можно использовать термически обработанную сталь твердостью не менее 8500 *HV* (например шарики подшипника качения). При испытании деталей большей твердости необходимо использовать шарики или наконечники из твердого сплава, например из сплава карбида вольфрама ВК-3 твердостью не менее 12 000 *HV*.

Из формул (1) и (2) следует, что отношение $\sigma_{0,2}/\sigma_в$ однозначно определяет пластическую твердость:

$$\sigma_{0,2}/\sigma_в = (2{,}2 \cdot 10^{-5}\ \text{НД})^{245/\text{НД}}. \qquad (3)$$

Класс прочности болтов обозначают двумя числами: первое число, умноженное на 100, указывает минимальный предел прочности в МПа, второе, деленное на 10, — отношение $\sigma_{0,2}/\sigma_в$ предела текучести к пределу прочности, его можно определить по формуле (3), а следовательно, их произведение, умноженное на 10, представляет собой предел текучести.

При оценке прочностных свойств резьбовых деталей по прочностным показателям материала, из которого изготовлена деталь, необходимо учитывать следующее.

1. Прочность стержня с резьбой несколько выше прочности гладкого образца [3]. Это связано с тем, что во впадинах резьбы имеются концентрации напряжений (объемное напряженное состояние), которые затрудняют развитие пластических деформаций и повышают статическую прочность болта. Это утверждение неоднозначно. Так, в работе [12] показано, что удаление резьбы с поверхности болта из стали 20Г2 с предварительным термическим упрочнением действительно снижает его прочностные свойства. А у обточенных болтов из стали 35 с равномерной структурой по сечению прочностные свойства выше, чем у полноразмерных (с резьбой). Однако эти отличия не превышают 4÷10 % [12]. При этом меньшая разница характерна для предела прочности $\sigma_в$.

Результаты исследований влияния резьбы на прочностные свойства деталей испытаниями на растяжение представлены в табл. 2. Прочностные показатели болтов с удаленной до внутреннего диаметра d_1 резьбой ниже показателей полноразмерных болтов.

2. На прочностные показатели, определенные контактным способом с использованием формул (1) и (2), не влияет масштабный эффект, снижающий прочность при площади поперечного сечения детали больше площади образца диаметром 10 мм при стандартном испытании на растяжение. Корректировку значений $\sigma_{0,2}$ и $\sigma_в$ с учетом масштабного эффекта выполняли по формулам, приведен-

Таблица 2

Прочностные показатели $\sigma_{0,2}$ и $\sigma_в$ для болтов, определенные по ГОСТ Р 52627—2006, испытаниями на растяжение и внедрением сферического индентора

Наружный диаметр (класс прочности)	Минимальные значения по ГОСТ Р 52627—2006, МПа		По испытаниям на растяжение, МПа		При внедрении сферического индентора с учетом масштабного эффекта по формулам (1) и (2), МПа		Относительная погрешность при сопоставлении результатов испытаний на растяжение и внедрение, %	
	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_в$	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_в$	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_в$	$\Delta\sigma_{0,2}$	$\Delta\sigma_в$
М8 (5.8)	400	500	460	656	498	666	−8,26	−1,59
М10 (8.8)	640	800	772	938	763	912	1,17	2,77
М10 (5.8)	400	500	560	652	511	662	8,75	−1,53
М12 (8.8)	640	800	680	894	723	873	−6,32	2,35
М12 (5.8)	400	500	415	555	453	624	−9,15	−9,00
М14 (5.8)			489	582	440	522	10,00	10,30
М20 (5.8)			660	830	705	853	6,81	−2,77
М24 (5.8)			660	830	688	833	−4,24	−0,36

Таблица 3

Значения прочностного показателя для болтов разных диаметров

Диаметр болта, мм	5	8	10	12	14	20	24	50
$\sigma_{0,2}/\sigma_{0,2(10)}$, $\sigma_в/\sigma_{в(10)}$	1,018	1,006	1,000	0,995	0,991	0,982	0,977	0,959

Примечание. $\sigma_{0,2(10)}$ и $\sigma_{в(10)}$ — для болта диаметром 10 мм.

ным в работе [13], результаты приведены в табл. 3, анализ которых показал, что влияние размеров деталей на его прочностные показатели при статическом нагружении в представленном диапазоне размеров невелико.

Предложенный метод экспериментально проверен на болтах классов прочности 5.8 и 8.8 со стандартной метрической резьбой и наружными диаметрами 8, 10, 12, 14, 20 и 24 мм. Испытание болтов на растяжение проводили с помощью программно-технического комплекса ИР-5143-200 для испытания материалов. Испытывали по 5—6 болтов каждого диаметра. Твердость определяли на головке болтов с помощью стационарных твердомеров — пресса Бринелля или прибора Роквелла. Диаметр d_0 остаточного отпечатка измеряли в двух взаимно перпендикулярных направлениях с помощью инструментального микроскопа МИМ-2 с ценой деления 0,005 мм и вычисляли среднее значение. Каждый опыт повторяли 3—5 раз и по среднему значению d_0 определяли с помощью формул (1) и (2) прочностные показатели. Глубину h остаточного отпечатка для определения пластической твердости НД измеряли с помощью индикатора часового типа с ценой деления 0,001 м. Результаты приведены в табл. 2. Их анализ показал удовлетворительное совпадение предела текучести и предела прочности для полноразмерных болтов, испытанных на растяжение и контактным методом. Наибольшая разница не превысила 10 %, а разброс экспериментальных значений был симметричным.

Предложенный метод можно реализовать двумя способами.

Первый способ. Прочностные показатели определяют внедрением сферического индентора в испытуемый болт (как правило, в головку) с помощью пресса Бринелля, ручного винтового пресса и т. п. Выбор величины нагрузки, диаметра индентора, подготовку испытуемой поверхности осуществляют по ГОСТам [9] или [14]. По измеренному диаметру d_0 остаточного отпечатка и пластической твердости НД вычисляют прочностные показатели болта по формулам (1) и (2).

Второй способ. Прочностные показатели определяют испытаниями болта на приборе Роквелла, используя в качестве индентора стальной шарик диаметром $D = 1{,}5875$ мм при нагрузке $F = 980{,}7$ Н. По диаметру d_0 остаточного отпечатка и пластической твердости вычисляют твердость *HRB* по формуле, приведенной в табл. 1, и по формулам (1) и (2) определяют прочностные показатели болта.

Данный метод можно рекомендовать для экспресс-контроля прочности резьбовых соединений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИБ ССЫЛКИ

1. **Вафин Р. К., Дунаев В. В., Ширшов А. А.** Болтовые соединения с радиальным натягом // Вестник машиностроения. 2007. № 5. С. 3—9.
2. **ГОСТ Р 52627—2006 (ИСО 898-1).** Болты, винты и шпильки. Механические свойства и методы испытаний.
3. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
4. **Пат. 2086947 Рос. Федерации:** МКИ^{4}G01N3/00. Способ определения предела текучести материалов.
5. **Славский Ю. И., Матлин М. М.** Определение предела текучести металла по параметрам упругопластического внедрения сферического индентора // Заводская лаборатория. 1995. № 4(61). С. 53—58.
6. **Пат. 2011182 Рос. Федерации:** МКИ^{4}G01N3/40. Способ определения предела прочности материалов.
7. **Славский Ю. И., Матлин М. М.** Определение временного сопротивления металлов по параметрам упругопластического внедрения сферического индентора // Заводская лаборатория. 1993. № 5(59). С. 35—37.
8. **Матлин М. М.** Определение параметров первоначально точечного упругопластического контакта по физико-механическим свойствам контактирующих тел // Проблемы машиностроения и автоматизации. 1993. № 5. С. 11—80.
9. **ГОСТ 18835—73.** Металлы. Метод измерения пластической твердости.
10. **Дрозд М. С., Матлин М. М., Сидякин Ю. И.** Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
11. **Матлин М. М., Лебский С. Л., Мозгунова А. И.** Закономерности упругопластического контакта в задачах поверхностного пластического упрочнения. М.: Машиностроение-1, 2007. 219 с.
12. **Ивченко А. В., Гуль Ю. П., Амбражей М. Ю.** О правомерности определения механических свойств высокопрочных болтов путем испытания обработанных (обточенных) образцов // Крепеж, клеи, инструмент и ... . 2010. № 4. С. 6—10.
13. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчеты деталей машин на прочность и долговечность: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.
14. **ГОСТ 9012—59.** Металлы. Методы испытаний. Измерение твердости по Бринеллю.

УДК 621.89:625.032.3

В. А. КОХАНОВСКИЙ, д-р техн. наук, Д. В. ГЛАЗУНОВ, канд. техн. наук (Ростовский государственный университет путей сообщения), e-mail: glazunovdm@yandex.ru

Выбор компонентов смазочного материала для открытых узлов трения подвижного состава

Представлены основы выбора компонентов смазочного компаунда, обеспечивающих высокий ресурс открытых узлов трения. Установлен рациональный состав смазочного материала для узлов подвижного состава.

Ключевые слова: подвижной состав, узел трения, смазочный материал, ресурс, расход.

The basis of selection of components of lubricating compound, which supports high service life of open friction units, is presented. The rational composition of lubricant for stock units is specified.

Keywords: stock, friction unit, lubricant, service life, consumption.

Работа подвижного состава во многом зависит от используемого смазочного материала и функционирования системы его подачи в зоны фрикционных контактов. Однако новые смазочные материалы и технологии смазывания на железнодорожном транспорте внедряются очень медленно. Поэтому имеют место отказы в работе фрикционных узлов подвижного состава и их повышенное изнашивание. Особенно это касается открытых узлов, например узла "гребень колеса—рельс".

В настоящее время для снижения износов в данном узле на грузовых электровозах применяют лубрикаторы с жидким смазочным материалом (ЖСМ), основной недостаток которых заключается в попадании на поверхность качения, что снижает коэффициент сцепления. Поэтому был разработан пластичный смазочный материал (ПСМ) РАПС и устройство для его подачи (ТУ 3183-002-01116006—04). Однако применение ПСМ ограничено диапазоном рабочих температур от 7 до 45 °С. А железнодорожный транспорт эксплуатируется при температурах от −45 до +50 °С.

Следовательно, необходимо создать ПСМ с требуемым диапазоном рабочих температур для повышения долговечности открытых узлов железнодорожного транспорта.

ПСМ для открытых узлов трения, как правило, состоят из термопластичной основы, в которую добавляют две присадки: полимерный модификатор и твердую противоизносную присадку.

Выполнены теоретическое обоснование и экспериментальные исследования по выбору компонентов смазочного материала, менее зависимых от условий работы открытых узлов трения. Критериями выбора приняли: ресурс термопластичной основы и минимизацию интенсивности изнашивания твердых компонентов противоизносных присадок на основе теоретического обоснования применения термостойкой присадки.

Экспериментальное определение ресурса термопластичной основы осуществлялось с помощью универсального измерительно-вычислительного комплекса для трибологических исследований.

Эксперимент проводили по схеме качения с 10 %-ым проскальзыванием двух цилиндрических роликов из углеродистых сталей 65Г и 70Г (ГОСТ 1050—81) диаметром 40 мм и шириной 4 мм (рис. 1). Поверхности модельных образцов и бандажей колесных пар локомотивов и рельсов имели твердости соответственно 270÷290 и 310÷350 *НВ*, что обеспечивалось соответствующей термообработкой роликов.

Эксперименты выполняли на режиме: нагружение — 1000 Н, частоты вращения роликов —

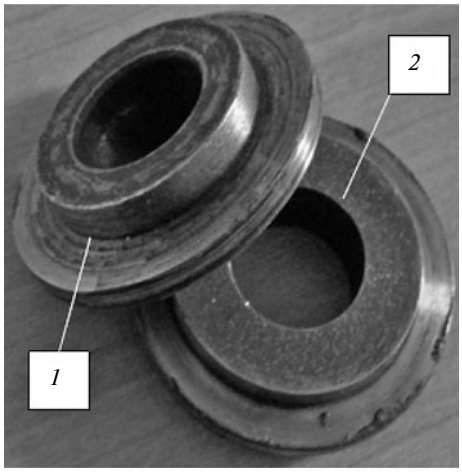


Рис. 1. Ролики, имитирующие гребень колеса грузового электровоза (*1*) и боковую грань рельса (*2*)

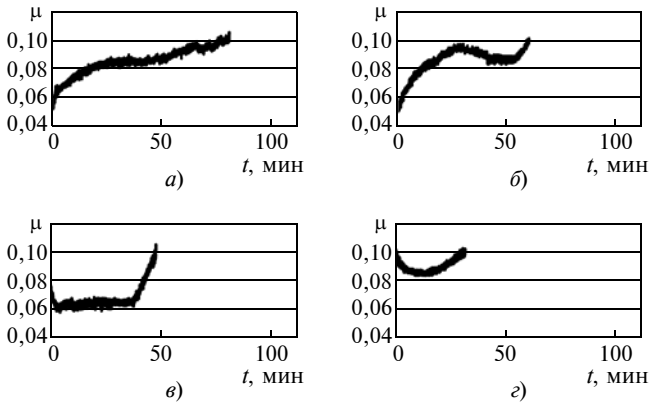


Рис. 2. Изменения коэффициентов трения μ для битума (*а*), дегтя (*б*), Литола (*в*) и солидола (*г*) от времени *t* испытаний

450 мин$^{-1}$, температура окружающей среды −25 °С [1, 2].

Исследовали смазочные материалы на основе минерального сырья: битум, деготь, Литол и солидол. Их выбор обусловлен хорошей совместимостью с другими компонентами и высокими адгезионными свойствами.

Цель исследований — определить состав смазочного материала с наибольшим ресурсом для данных условий эксплуатации узла трения. Ресурс оценивали как среднее по трем экспериментам: число оборотов ролика с единичным нанесенным смазочным материалом при температуре окружающей среды до момента достижения коэффициента трения $\mu = 0{,}12$.

Использовали автоматизированную систему регистрации и обработки опытных данных, которая состоит из ПЭВМ IBM/PC, многоканальных усилителей вибродатчиков с каналами синхронизации, усилителя сигнала датчиков машины трения СМТ-1, тензоусилителя, платы цифровой обработки сигналов с девятиканальным АЦП, соединительных кабелей, источника питания и программного обеспечения.

Результаты экспериментов (рис. 2) показали, что наибольшим ресурсом обладают битумы и дегти (см рис. 2, *а*, *б*). Однако известно, что дегти и продукты на их основе являются канцерогенами и их использование ограничено. Поэтому деготь исследовался как резервный материал.

Основной недостаток битумов — интервал температур, при которых данный материал сохраняет прочность и эластичность. При температурах ниже −10 °С битум становятся хрупким, а при температурах выше 40 °С начинает течь. Для увеличения диапазона рабочих температур в битум добавляют термостойкие присадки [3].

Заметим, что при выборе термостойкой основы смазочного компаунда необходимо учитывать теплофизические свойства металлов трибосистемы и смазочных материалов, так как они оказывают совместное влияние на переходные температуры смазочной среды при трении [4].

Более теплостойкие смазочные материалы и металлы с высокой теплопроводностью обеспечивают большую энергию адгезионной связи, которая обусловливает высокую критическую температуру десорбции или высокую температуру стойкости химической модификации поверхности. На это указывает зависимость критических температур десорбции при трении стальной пары от длины цепи углеводородных радикалов жирных кислот в молекулах (по Тейбору).

На рис. 3 приведена зависимость критической температуры $T_{кр1}$ от числа атомов углерода в радикале молекул жирных кислот, характер которой близок к линейной зависимости. Это усиливает адсорбцию молекул в ориентированном граничном слое, повышает прочность и температурную стойкость [4]. Наибольшей температурной стойкостью обладает стеариновая кислота (октадекановая кислота) — одноосновная карбоновая кислота алифатического ряда.

Управлять расходом смазочного материала можно введением износостойкой присадки или пассивного компонента. К ним относятся: уголь, графит, пемза, мел, пеностекло. Для определения наиболее рационального компонента были проведены сравнительные экспериментальные испытания в эксплуатационных условиях. При технических осмотрах электровозов измерениями были получены средние интенсивности изнашивания за 1000 км пробега компонентов смазочного компаунда, мм: угольная вставка — 4,2; графитовая вставка — 2,7; пемза — 2,2; мел и пеностекло — 0,8. Таким обра-

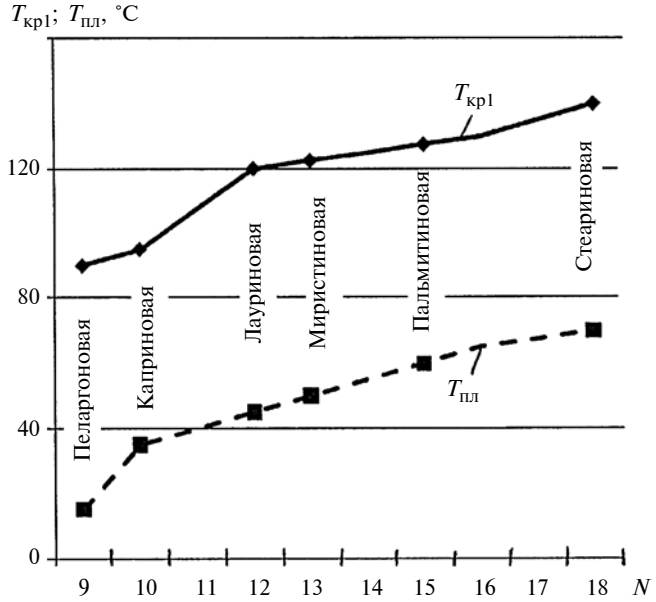


Рис. 3. Зависимости критической температуры (температуры перехода) $T_{кр1}$ и точки плавления $T_{пл}$ для жирных кислот при трении сталей от числа *N* атомов углерода в радикале молекул жирных кислот (по Тейбору)

УДК 621.9:539.4.014.13

А. И. БЕЗУКЛАДНИКОВ, С. В. ПАРШИН, д-р техн. наук
(УрФУ им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург), e-mail: andrewkd31@rambler.ru

Влияние геометрии инструмента на энергосиловые показатели напряженно-деформированного состояния при раздаче трубы профильным дорном

Конечно-элементным моделированием исследована раздача профильными дорнами разной формы шестилучевых профильных труб, применяемых для ремонта нефтяных скважин. Оптимальную конфигурацию дорна определяли по давлению на инструмент и интенсивности деформации. Даны рекомендации по форме профилирующего инструмента.

Ключевые слова: профильная труба, поврежденность, раздача, шестилучевая труба, моделирование, метод конечных элементов.

By finite element modeling, the expansion by various shape profile draw bars of six-beam shaped tubes, used for repair of oil wells, is investigated. The optimal configuration of a draw bar was determined by pressure on a tool and deformation rate. The recommendations on shape of a profiling tool are given.

Keywords: shaped tube, damage, expansion, six-beam tube, modeling, finite element method.

В настоящее время одним из наиболее эффективных методов исследования обработки металлов давлением является компьютерное моделирование, т. е. замена объекта моделью для изучения ее с помощью вычислительных алгоритмов. Это обеспечивает быстрое и экономичное исследование.

Так, моделированием можно определить напряженно-деформированное состояние (НДС) трубы во время и после ее раздачи. Большую часть параметров можно определить расчетами, используя, например, метод конечных элементов.

Для раздачи профильных труб внутри скважины используются несколько способов: раскатка профилирующими роликами, раздача жидкостью высокого давления и раздача дорном.

Рассмотрим раздачу дорном как перспективный, но недостаточно исследованный способ.

В процессе раздачи труб важны следующие параметры и факторы: скорость деформирования, профиль рабочего инструмента, размеры заходного конуса дорна, длина калибрующего участка, а также наличие предварительной раздачи. Для определения их влияния создана математическая модель технологического процесса.

Рассмотрим влияние профиля инструмента. Были смоделированы процессы деформирования заготовки дорнами девяти типоразмеров (рис. 1).

Процесс раздачи трубы моделировали, используя программу DEFORM-3D v11. Рассчитывали раздачу шестилучевых профильных труб, применяемых для ремонта нефтяных скважин, при ис-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 36)

зом, наибольшую устойчивость к истиранию имеют мел и пеностекло.

Существенным недостатком мела является его гигроскопичность, приводящая к потере противоизносных свойств в условиях повышенной влажности. Введение в состав смазочного материала порошка пеностекла позволяет модифицировать контактные поверхности с образованием граничных слоев силикатов железа с улучшенными трибологическими свойствами.

Для проверки эффективности выбранного состава смазочного материала проводятся экспериментальные исследования при работе открытых узлов подвижного состава в экстремальных условиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Глазунов Д. В.** Методика исследования трибологических характеристик компонентов смазочного блока, работающего в трибоконтакте "колесо—рельс" // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2013. № 3. С. 31—37.
2. **Майба И. А., Глазунов Д. В.** Теоретическое обоснование механизма смешанной (полужидкостной) смазки в контакте "твердый оболочечный смазочный стержень—колесо—рельс" // Инженерный вестник Дона. 2012. Т. 19. № 1. С. 223—232.
3. **Битум.** Интернет-ресурс: https://ru.wikipedia.org/wiki/Битум.
4. **Основы** трибологии (трение, износ, смазка) / Э. Д. Браун, Н. А. Буше, И. А. Буяновский и др.; под ред. А. В. Чичинадзе. М.: Центр "Наука и техника", 1995. 778 с.

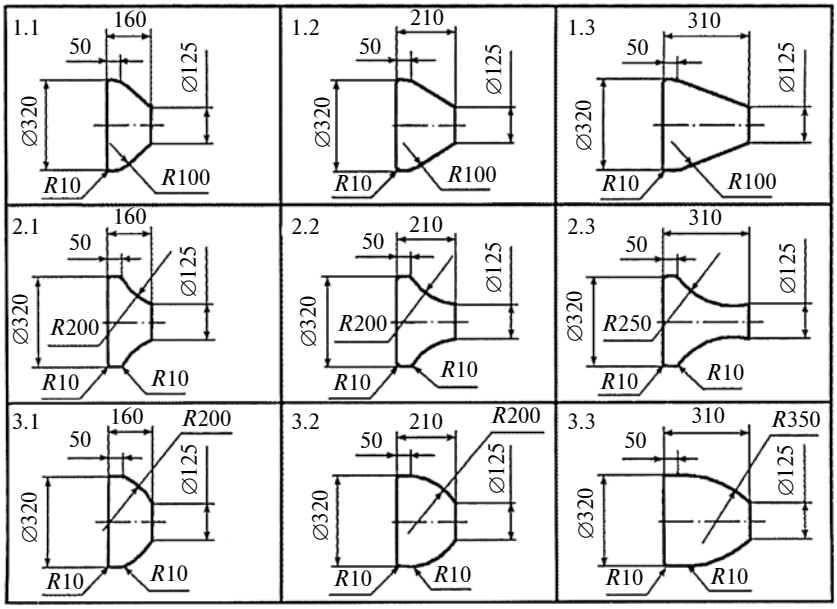


Рис. 1. Параметры используемых дорнов

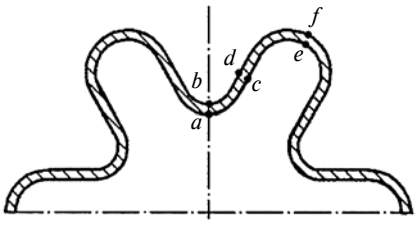


Рис. 2. Характерные точки профиля поперечного сечения трубы

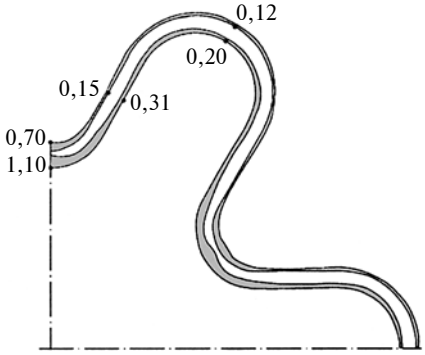


Рис. 3. Значения интенсивности деформаций в поперечном сечении трубы при использовании дорна 1.2 (см. рис. 1)

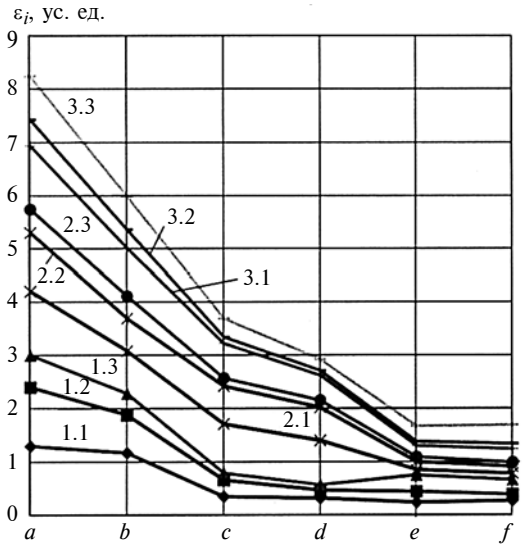


Рис. 4. Интенсивности ε_i, ус. ед. деформаций в характерных точках *a—f* поперечного сечения трубы при использовании дорнов 1.1—3.3 (см. рис. 1)

пользовании дорнов трех типов и трех длин — 160, 210 и 310 мм (см. рис. 1).

Согласно теории разрушения [1, 2], при холодном деформировании интенсивность пластического разрыхления металла зависит от НДС, значение — от накопленной деформации.

Определяли давление на инструмент и интенсивность деформаций. Наибольшие давления на инструмент возникали в зонах калибрующего участка дорна, находившихся в местах соприкосновения трубы со стенками скважины. Следовательно, профилирование именно этих участков должно быть максимально точным. Этого можно достичь применением дорнов сложной формы. Наименьшее давление на инструмент зафиксировано при использовании дорнов с выпуклой рабочей поверхностью (см. рис. 1, дорны типоразмеров 3,1—3.3).

Как следует из работы [3], материал дорна мало влияет на распределение и интенсивность пластических деформаций. Максимальная интенсивность деформации во всех случаях наблюдалась в точке *a* (рис. 2). Распределение интенсивности деформаций в поперечном сечении трубы (рис. 3) указывает на то, что опасной зоной является зона вокруг точки *a*.

Минимальную интенсивность деформаций обеспечивает дорн 2.3 (рис. 4), а максимальную — дорны 1.1 и 1.3 (см. рис. 1).

Исследование влияния предварительной раздачи труб жидкостью показали, что предварительная раздача снижает интенсивность деформации в наиболее опасных точках сечения трубы (см. рис. 2, точки *a* и *b*) и незначительно повышает ее в точках *c* и *d*, поэтому предварительная раздача целесообразна.

Таким образом, исследования показали, что интенсивность деформаций и давления деформируемого металла на инструмент по сечению трубы распределяются неравномерно и зависят от формы дорна. Наименьшее давление металла на инструмент обеспечивает дорн выпуклой формы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Богатов А. А., Мижирицкий О. И., Смирнов С. В.** Ресурс пластичности при обработке металлов давлением. М.: Металлургия, 1984. 144 с.

2. **Колмогоров В. Л.** Механика обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 1986. 686 с.

3. **Паршин С. В.** Процессы и машины для изготовления профильных труб. Екатеринбург: УГТУ—УПИ, 2006. 356 с.

УДК 621.73.01.001.573

И. Е. СЕМЁНОВ, д-р техн. наук, С. Н. РЫЖЕНКО, канд. техн. наук, Н. Н. ДАЕВА (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: sieprof@mail.ru

Прогнозирование расчетной точности геометрии заготовок при разделении тонколистового металла эластичными средами[1]

Рассмотрен процесс вырубки тонколистовой заготовки эластичным инструментом в открытом и закрытом контейнерах. Построены конечно-элементные модели разделения заготовки, получены расчетные поля напряжений. Адекватность расчетных моделей подтверждена экспериментально.

Ключевые слова: вырубка, напряжения, конечно-элементная модель, пробивка, эластичный инструмент, тонколистовая заготовка, открытый контейнер, закрытый контейнер.

The blanking process of a light-gage billet by elastic tool in an open and a closed containers is considered. The finite element models of billet division are constructed, the calculation stress fields are obtained. The adequacy of calculation models is confirmed experimentally.

Keywords: blanking, stresses, finite element model, punching, elastic tool, light-gage billet, open container, closed container.

Полиуретановые материалы в основном используют в качестве уплотнителей, приводных ремней в сельскохозяйственных машинах, лент в горнодобывающей промышленности, в пневматических приводах, а также для изготовления инструмента для листовой штамповки. Показатели механических свойств литьевых полиуретанов СКУ-7Л, СКУ ПФЛ и Адипрен L-167 приведены в таблице [1, 2].

Синтез полиуретана осуществляется в специальном реакторе. После синтеза композицию заливают в формы. Отвердение происходит в термостатах при температуре 380 К в течение 20 ч. Усадка полиуретана после заливки составляет до 3 %. Заготовку из полиуретана можно подвергать механической обработке — резать, фрезеровать, шлифовать, в результате получают эластичный инструмент требуемой конфигурации. Температура полиуретана при обработке не должна превышать 110 °С. При температуре больше 110 °С происходит необратимое изменение механических свойств [1, 2].

Полиуретановые эластомеры отличаются высокой стойкостью к маслам и растворителям, их применяют при работе со смазочными материалами, нефтью и ее производными, которые не подвержены озоновому старению и отличаются высокой стойкостью к микроорганизмам и плесени. Разные полиуретановые эластомеры имеют стойкость к разным веществам. Они могут разрушаться при воздействии: ацетона; азотной кислоты; соединений, содержащих хлор (соляную кислоту, жидкий хлор); формальдегида; муравьиной или фосфорной кислот; скипидара; толуола. В листовой штамповке, кроме приведенных в таблице, применяют такие полиуретаны как СКУ ПФЛ-100, НИЦ ПУ-5, которые отличаются более высокими механическими показателями, например, имеют твердость 95 *HRC* [1, 2]. Литьевые полиуретаны применяют для изготовления валов, зубчатых колес, вибростойких деталей, например отбойных молотков, и пр.

Используют изделия из полимеров в качестве инструмента в строительной отрасли, авиастроении, машиностроении, для получения тонколистовых материалов с разными рельефами, производство которых отличается относительно низкой себестоимостью.

Листовую штамповку с помощью эластичных сред, в частности полиуретана, применяют в основном в мелкосерийном производстве из-за ряда его преимуществ. Особое место в данной технологии изготовления тонколистовых изделий с помощью эластичной среды занимают процессы вырубки и пробивки, которые применяют при получении таких деталей из алюминиевых сплавов, как нервюры, шпангоуты, мембраны, стенки, перегородки,

Механические характеристики литьевых полиуретанов

Показатель	Полиуретан		
	СКУ-7Л	СКУ-ПФЛ	Адипрен L-167
Условный модуль упругости при полном растяжении, МПа	От 40 до 90	От 130 до 150	127
Максимальные напряжения при разрыве, МПа	От 550 до 600	От 400 до 500	352
Относительное удлинение, %	От 450 до 500	360	400
Твердость по Шору, А	80	94	95
Сопротивление раздиру, МПа	58	100	112
Число циклов при растяжении	5000	3000	До 8000

[1] Работа выполнена по заданию Министерства образования и науки РФ "Проведение научно-исследовательских работ в 2014—2016 гг.", код 1272 проекта "Разработка методов прогнозирования расчетной точности деталей мелких серий, получаемых эластичным рабочим инструментом".

полупатрубки. Эти детали имеют борта по краям, отбортованные отверстия и элементы жесткости.

Вырубку деталей эластичным инструментом выполняют с помощью листоштамповочного оборудования. Данная технология по сравнению с такими технологиями изготовления тонкостенных деталей, как поэлементная штамповка, штамповка в пластинчатых штампах, штамповка жидкой и газообразной средой, магнитноимпульсная и гидроимпульсная штамповки, обеспечивает снижение затрат [3—5], так как исключает проектирование, изготовление, складирование и хранение оснастки, а также такие операции, как правка и снятие заусенцев.

Один вырубной шаблон может заменять два или более инструментальных штампа, так как при использовании эластичного инструмента можно совмещать вырубку, пробивку, формовку и гибку.

При вырубке-пробивке большое значение имеет выбор эластомера. Необходимо учитывать механические свойства инструмента, его стойкость, прикладываемое усилие, стоимость материала.

Экономичность и возможность изготовления деталей на традиционном прессовом оборудовании, несмотря на высокую энергоемкость процесса из-за больших сил прессования, делают штамповку полиуретаном наиболее эффективной, особенно при выпуске деталей от 10 шт. до 25 тыс. шт., т. е. для опытного и мелкосерийного производства, характеризуемого частой сменяемостью изделий [5, 6].

При этом детали, получаемые данным способом, существенно отличаются характером напряженно-деформированного состояния (НДС) от деталей, получаемых вырубкой и пробивкой в жестких штампах.

Для получения детали заданного качества необходимы исследования процессов вырубки и пробивки эластичным рабочим инструментом с использованием вычислительной техники и математических моделей с учетом свойств заготовки [7].

Была поставлена задача — разработать математические модели для определения силовых параметров процессов вырубки в открытом и закрытом контейнерах, позволяющие прогнозировать размеры получаемых заготовок. При моделировании процессов разделения тонколистовых заготовок использовали модели Муни—Ривлина для процессов при работе эластомеров и модели разрушения В. Л. Колмогорова [3—8].

Выполнено моделирование процессов вырубки листовых заготовок из меди (М1), алюминиевых сплавов (АМц, АД1) и коррозионно-стойких сталей (12Х18Н10) разных толщин с применением эластичной среды.

Схемы процессов вырубки в закрытом и открытом контейнерах приведены соответственно на рис. 1, *а* и *б*.

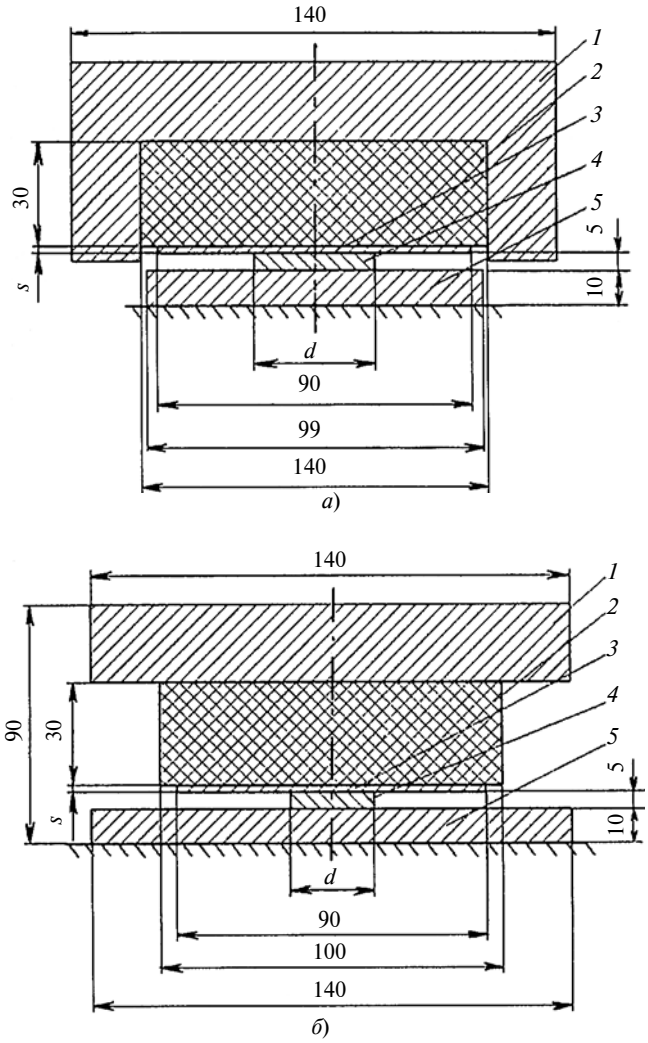


Рис. 1. Схемы вырубок в закрытом (*а*) и открытом (*б*) контейнерах:
1 — контейнер; *2* — эластичный инструмент; *3* — заготовка; *4* — матрица-шаблон; *5* — нижняя плита

Моделирование разделения тонколистового металла выполняли в программном комплексе Ansys/Ls-Dyna, который позволяет решать динамические задачи методом конечных элементов с учетом нелинейных свойств материалов и методом контактного взаимодействия тел. При создании конечно-элементной модели учитывали, что заготовка и инструмент имеют оси симметрии. Это позволяет при моделировании рассматривать не полную объемную модель, а сечение с осесимметричным НДС.

Приняты следующие допущения: матрица *4* и пуансон *1* — абсолютно жесткие тела, процесс протекает при постоянной температуре и скорости деформирования 1—5 м/с. Эластичный цилиндрический инструмент *2* из полиуретана СКУ-7Л воздействует на заготовку *3* толщиной $S = 0{,}5 \div 1{,}0$ мм, которую устанавливают на неподвижную жесткую цилиндрическую матрицу *4* [4—7].

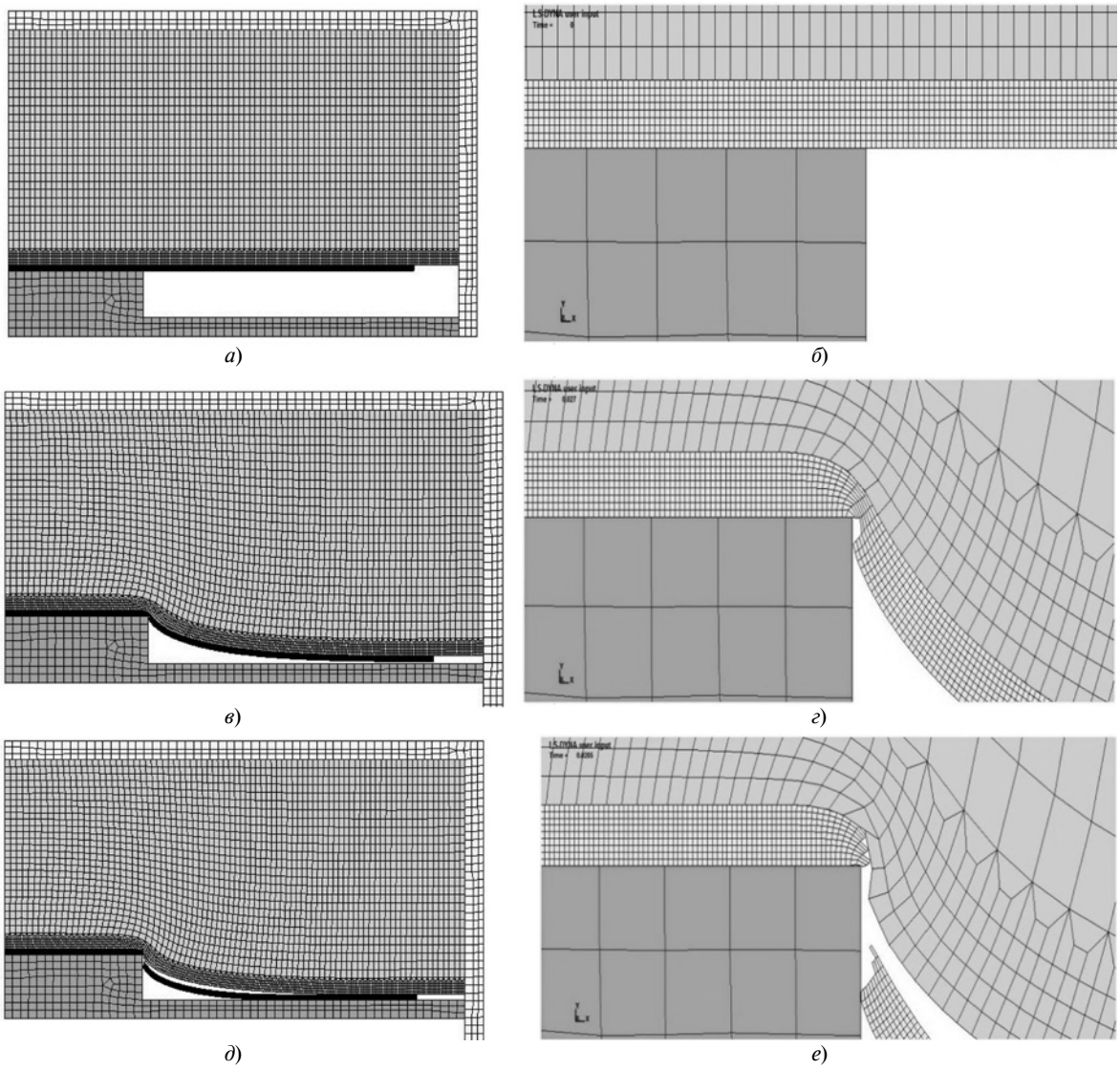


Рис. 2. Этапы деформации и разрушения заготовки в закрытом контейнере в моменты времени t = 0 (*а*, *б*); 0,024 (*в*, *г*); 0,027 с (*д*, *е*)

На рис. 2, *а*—*е* представлены конечно-элементные модели вырубки со скоростью деформирования 1 м/с заготовки из АД1 толщиной S = 0,5 мм эластичным инструментом в закрытом контейнере в разные моменты времени.

Сначала происходит контакт эластичного инструмента с заготовкой, свободные края заготовки подгибаются и начинается внедрение жесткой матрицы-шаблона в заготовку. Таким образом, формируется очаг пластической деформации с начальной утяжиной.

Затем в результате накопления пластической деформации в очаге деформации начинается разделение заготовки под действием сдвиговых напряжений, достигающих критических значений [9, 10], при которых начинается зарождение макротрещины.

Далее макротрещина увеличивается, и происходит окончательное разделение заготовки. Отделение происходит как хрупкий скол под действием растягивающих напряжений с образованием характерной дефектной поверхности скола в месте разрушения. Утяжина на поверхности заготовки формируется до момента образования трещины.

На рис. 3, *а*—*е* представлены конечно-элементные модели вырубки при скорости деформирования 5 м/с заготовки из меди М1 толщиной S = 0,5 мм эластичным инструментом в открытом контейнере. Процессы деформации и разрушения подобны ранее рассмотренным процессам в закрытом контейнере.

На рис. 4, *а*—*в* (см. обложку) представлены расчетные поля напряжений при деформировании листовой заготовки в разные моменты времени. Через 0,008 с после начала штамповки режущие кромки внедряются в заготовку, формируется очаг пластической деформации (напряжения достигают 112 МПа). Через 0,016 с в заготовке развивается пластический сдвиг и зарождается трещина, напряжение составляет 172 МПа, при t = 0,026 с напря-

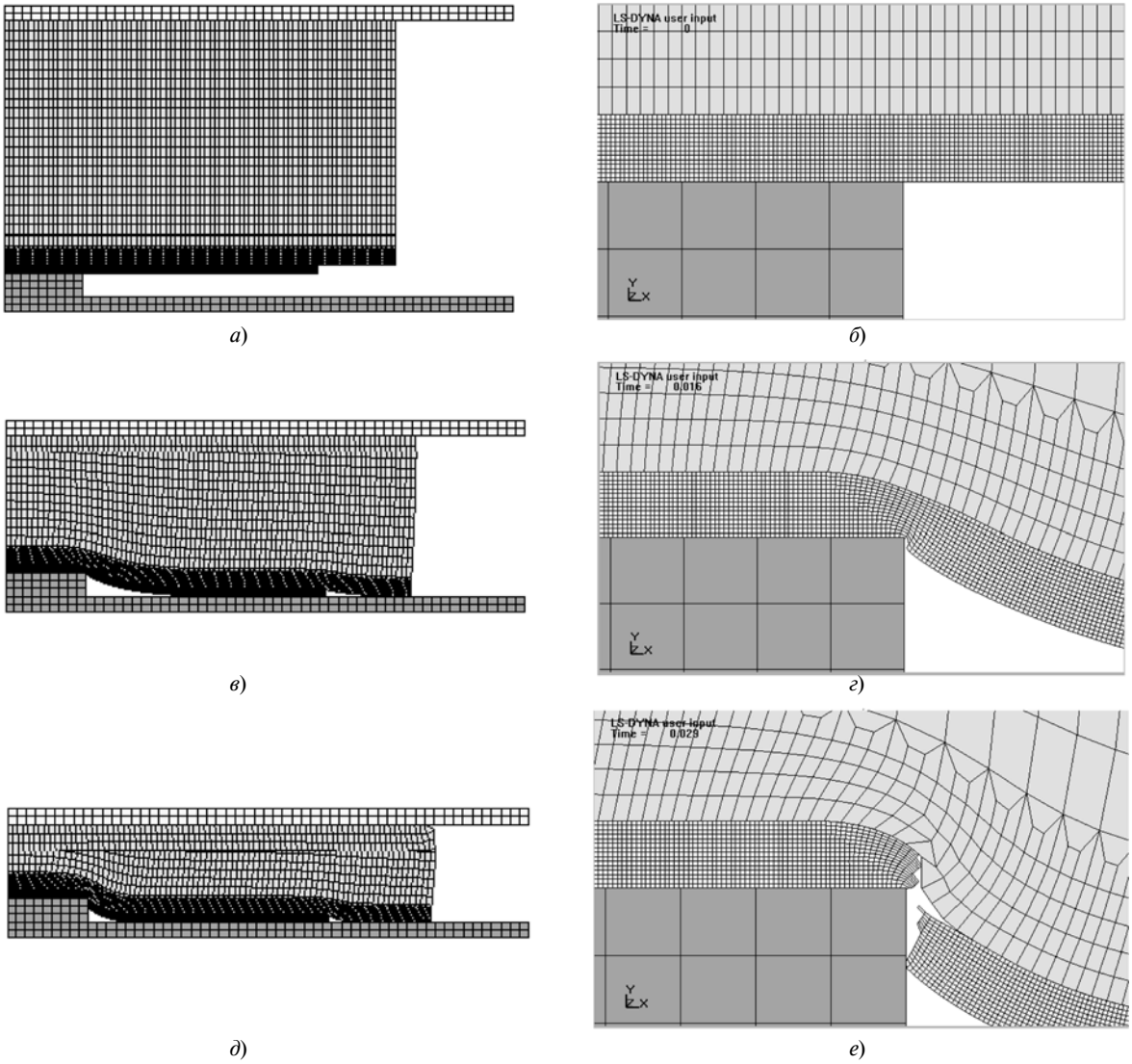


Рис. 3. Этапы деформации и разрушения заготовки в открытом контейнере в моменты времени t = 0 (*а*, *б*); 0,016 (*в*, *г*); 0,027 с (*д*, *е*)

жения достигают 270 МПа, наблюдается дальнейшее развитие трещины и при t = 0,027 с происходит окончательное отделение заготовки.

Для проверки расчетов выполнены эксперименты — вырубка деталей с использованием эластичной среды в закрытом и открытом контейнерах на прессе INSTRON SATEC.

На рис. 5, *а* и *б* представлены расчетные и экспериментальные зависимости изменения силы F деформирования заготовки толщиной 0,8 мм из алюминиевого сплава АД1 при вырубке шаблоном диаметром 30 мм, анализ которых показал, что полученные результаты хорошо совпадают. При t = 0,042 с наблюдается скачок силы.

На рис. 6, *а* (см. обложку) представлена фотография шлейфа с частицей заготовки из меди М1 (диаметр вырубной матрицы 30 мм) в зоне ее разделения, а на рис. 6, *б*, — рассчитанная в среде Ansys/Ls-Dyna модель детали для вырубки в откры-

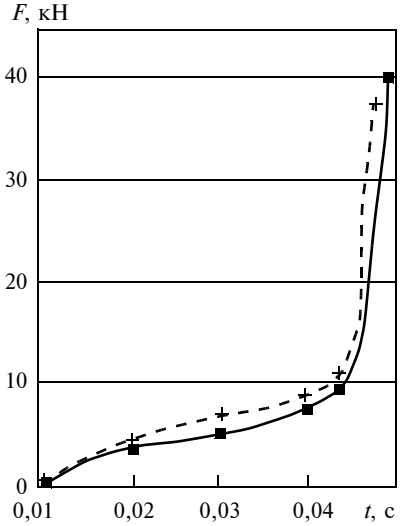


Рис. 5. Изменение расчетных (*1*) и экспериментальных (*2*) сил F деформирования при вырубке за время t = 0,01÷0,04 с (*а*) и t = 0,04÷0,05 с (*б*)

УДК 66.067.1

А. М. ЖИЖКИН, канд. техн. наук, Г. В. ЛАЗУТКИН, д-р техн. наук, Д. П. ДАВЫДОВ, Т. В. ВОЛКОВА
(Самарский государственный аэрокосмический университет им. С. П. Королёва), e-mail: dpdavydov@yandex.ru

Расчет фильтрующих элементов из проволочного материала МР

Рассматривается расчет фильтрующих элементов из проволочного материала на основании исследований их структурных и гидродинамических показателей с учетом условий эксплуатации и заданного ресурса.

Ключевые слова: фильтрующий элемент, проволочный материал, гидродинамические показатели, ресурс, расчет.

The analysis of filtering elements from wire material on the base of research of their structural and hydrodynamic factors taking into account service conditions and specified endurance, is considered.

Keywords: filtering element, wire material, hydrodynamic factors, endurance, analysis.

В разных отраслях промышленности применяют нетканый проволочный материал МР [1—4]. Упруго-пористый проволочный материал используют для фильтрации газообразных и жидких веществ с широким диапазоном температур, а также являющихся агрессивными к конструктивным материалам. Материал МР получают холодным прессованием взаимоперекрещивающихся спиралей, которые навивают из высоколегированных коррозионно-стойких, жаропрочных и жаростойких сплавов (12Х18Н10Т, ЭИ-708, ЭП-322, Х20Н80). Материал МР обладает высокими упругими свойствами, которые можно изменять в широком диапазоне. Это позволяет создавать фильтрующие элементы (ФЭ) с регулируемыми характеристиками. Кроме того, данное свойство материала обеспечивает многократную регенерацию ФЭ.

На рис. 1 представлены различные формы ФЭ из МР. В известных исследованиях структурных, фильтровальных, расходных и гидродинамических показателей проволочных материалов [3—6] не рассматривались их связи с конструктивными параметрами и ресурсом ФЭ. При проектировании различных устройств возникает необходимость в создании ФЭ с заданными свойствами. Поэтому необходимо разработать расчет ФЭ с заданными показателями на основе их геометрических размеров и продолжительности эксплуатации.

При разработке фильтра задают следующие технические требования: абсолютная тонкость δ очистки; расход Q_1 фильтрата в гидравлической системе при заданном перепаде Δp_1 давлений (или наоборот); показатели свойств фильтруемой жидкости: плотность ρ, коэффициенты динамической (μ) и кинематической (ν) вязкостей, диапазон рабочей температуры.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 40)

том контейнере, анализ которых показал, что различие незначительно — не превышает 15 %.

Таким образом, исследованы процессы вырубки эластичным инструментом в закрытом и незакрытом контейнерах, разработаны математические модели процесса разделения тонколистового металла. Рассмотрены их НДС в разных зонах деформации при разных нагрузках. Анализ полученных данных показал, что данный метод вырубки из тонколистового металла можно рекомендовать для изготовления деталей, не требующих высокой точности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Комаров А. Д., Рябых А. А., Ситкин О. М.** Вырезка деталей полиуретаном // Кузнечно-штамповочное производство. 1972. № 6. С. 28—30.
2. **Исаченков Е. И., Исаченков В. Е.** Штамповка эластичными и жидкостными средами. М.: Машиностроение, 1976. 248 с.
3. **Пластичность** и разрушение / Под ред. В. Л. Колмогорова. М.: Металлургия, 1977. 289 с.
4. **Семёнов И. Е., Кудрявцев И. В.** Напряженно-деформированное состояние процесса разделения листовых алюминиевых заготовок эластичным рабочим инструментом // В мире научных открытий. 2010. № 3(9). С. 82—87.
5. **Семёнов И. Е., Рыженко С. Н., Поворов С. В.** Исследование процесса разделения тонколистового металла вращающимся эластичным рабочим инструментом // Сб. тез. Всероссийской науч.-техн. конф. "Машиностроительные технологии". М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. С. 142—143.
6. **Семёнов И. Е., Кудрявцев И. В.** Исследование напряжено-деформированного состояния процесса пробивки листовых заготовок эластичным инструментом // Сб. тез. "Современные технологии обработки металлов и средства их автоматизации". Тула: 2010. С. 142, 143.
7. **Семёнов И. Е., Рыженко С. Н., Даева Н. Н.** Теоретическое исследование процессов вырубки листовых заготовок эластичным рабочим инструментом // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2010. № 4(79). С. 69—76.
8. **Муйземнек А. Ю.** Описание поведения материалов в системах автоматизированного инженерного анализа. Пенза: Информационно-издательский центр ПГУ, 2005. 187 с.
9. **Ильин Л. Н., Семёнов И. Е.** Технология листовой штамповки. М.: Дрофа, 2009. 429 с.
10. **Семёнов И. Е., Рыженко С. Н., Даева Н. Н.** Исследование процессов разделения тонколистового металла эластичными средами 77-30569/307360 // Наука и образование. 2012. № 2. С. 10.

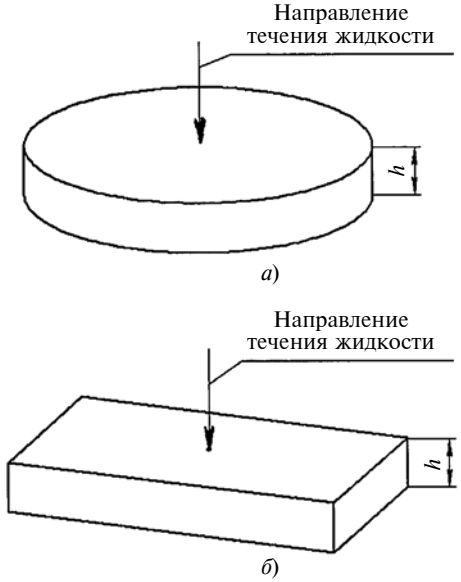


Рис. 1. Круглый (*а*) и плоский (*б*) фильтрующие элементы из МР

Кроме того, могут быть заданы ограничения на габаритные размеры, перепад давлений в зависимости от расхода жидкости, который зависит от прочности фильтра. На этапе предварительных расчетов можно использовать технические характеристики прототипов.

При расчете ФЭ из МР решаются три задачи: определение структурных показателей ФЭ, расчет ФЭ по заданному расходу фильтруемого вещества, определение расходных показателей от продолжительности эксплуатации ФЭ.

Задача 1. Определение структурных показателей ФЭ

Составляют зависимости, связывающие среднеобъемную пористость П, диаметр δ_0 проволоки, абсолютную тонкость δ очистки. В работах [5, 6] по экспериментальным данным для образцов из МР с относительными диаметрами спиралей $\bar{d}_0 = d_0/\delta_0 = 5 \div 20$ (d_0 — наружный диаметр спирали) получено выражение

$$\delta = 0{,}65\frac{\delta_0 \Pi}{1-\Pi}. \qquad (1)$$

При изготовлении МР применяют проволоку диаметрами от 0,05 до 0,3 мм [3, 4, 6, 7]. В ФЭ проволоки диаметром меньше 0,09 мм не применяют из-за высокой стоимости и низкой производительности изготовления МР при изготовлении ФЭ. Проволоки диаметром более 0,3 мм не обеспечивают требуемую фильтрацию из-за высокой неоднородности структуры МР.

Гидравлический диаметр пористой среды определяют по формуле

$$d_g = \frac{\delta_0 \Pi}{1-\Pi}. \qquad (2)$$

Подставив в выражение (1) формулу (2), получим:

$$\delta = 0{,}65 d_g.$$

Задача 2. Расчет ФЭ по заданному расходу фильтруемого вещества

Расход жидкости через ФЭ определяет выражение

$$Q = \upsilon S, \qquad (3)$$

где υ — скорость фильтруемой жидкости; S — площадь поверхности ФЭ.

При расчете ФЭ на основании зависимости расхода от перепада давлений необходимо согласовывать заданные Δp и Q со структурными и геометрическими параметрами ФЭ и физическими показателями фильтруемой жидкости.

Рассмотрим расчеты для плоского ФЭ (см. рис. 1). Известно [6], что в пористых средах течение жидкости может быть ламинарным, переходным и турбулентным в зависимости от числа Re (Рейнольдса), которое для плоского ФЭ определяется по формуле

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon \delta_0 \rho}{(1-\Pi)\mu} = \frac{\upsilon \delta_0}{(1-\Pi)\nu}. \qquad (4)$$

Изменение режима течения жидкости происходит при критическом числе $\mathrm{Re}_к$ и зависит от соотношения скорости фильтрации и динамической вязкости жидкости. Как показали исследования [6, 7], изменение характера течения происходит при $\mathrm{Re}_к = 10 \div 28$.

Из формулы (4) получим:

$$\upsilon_к = \frac{\mathrm{Re}_к (1-\Pi)\mu}{\rho \delta_0}.$$

В работах [5, 6] получены зависимости для расчета гидравлических потерь при разных режимах течения ньютоновской жидкости:

для ламинарного ($\nu < \nu_к$):

$$\frac{\Delta p}{h} = \frac{153(1-\Pi)^2}{2\Pi^3 \delta_0^2}\mu\upsilon;$$

для переходного ($\nu > \nu_к$) при $\mathrm{Re}_к > 28$:

$$\frac{\Delta p}{h} = \frac{113(1-\Pi)^2}{2\Pi^3 \delta_0^2}\mu\upsilon + \frac{1{,}42(1-\Pi)\rho\upsilon^2}{2\Pi^3 \delta_0};$$

для турбулентного ($\nu \gg \nu_к$) $\mathrm{Re}_к > 7000$:

$$\frac{\Delta p}{h} = \frac{1{,}42(1-\Pi)\rho\upsilon^2}{2\Pi^3 \delta_0},$$

где h — толщина ФЭ (см. рис. 1).

Турбулентный режим для жидкостей в объеме ФЭ труднодостижим из-за больших перепадов давлений, которые требуют высокой прочности материала.

По параметрам течения жидкости в пористом материале определяют структурные и геометрические показатели ФЭ, обеспечивающие требуемую фильтрацию. Для плоского ФЭ справедлива система уравнений:

$$\begin{cases} \delta = 0{,}65\dfrac{\delta_0\Pi}{1-\Pi}; \\ Q = Sv; \\ \Delta p = \begin{cases} \dfrac{153(1-\Pi)^2}{2\Pi^3\delta_0^2}\mu v h \text{ при } v < v_к; \\ \dfrac{113(1-\Pi)^2}{2\Pi^3\delta_0^2}\mu v h + \dfrac{1{,}42(1-\Pi)}{2\Pi^3\delta_0}\rho v^2 h \text{ при } v > v_к, \end{cases} \end{cases} \quad (5)$$

которая содержит семь независимых переменных (δ_0, Π, h, v, S, ρ, μ) и ее решение невозможно без дополнительных условий. Поэтому дополним ее выражением на основе структурных и геометрических показателей ФЭ.

Упростим систему выражений (5), воспользовавшись уравнением работы [6] для изделий из материала МР с Re = 28÷7000:

$$\Delta p = \frac{153(1-\Pi)^2}{2\Pi^3\delta_0^2}\mu v h + \frac{1{,}42(1-\Pi)}{2\Pi^3\delta_0}\rho v^2 h. \quad (6)$$

При этом получим погрешности расчета в диапазоне чисел Re от 28 до 140 больше, чем погрешность определения искомых величин (±15 %). В работах [7, 8] получено $Re_к = 10$, что позволяет применять уравнения (6) для расчета Δp с вышеуказанной погрешностью в более широком диапазоне Re.

Следовательно, систему уравнений (5) можно упростить:

$$\begin{cases} \delta = 0{,}65 d_g; \\ d_g = \dfrac{\delta_0\Pi}{1-\Pi}; \\ Q = Sv; \\ \Delta p = \dfrac{153(1-\Pi)^2}{2\Pi^3\delta_0^2}\mu v h + \dfrac{1{,}42(1-\Pi)}{2\Pi^3\delta_0}\rho v^2 h. \end{cases}$$

Преобразуем полученную систему в уравнение

$$\Delta p = \frac{32{,}5\mu h}{\delta^2}\frac{Q}{S}\frac{1}{\Pi} + \frac{0{,}46\rho h}{\Pi^2\delta}\left(\frac{Q}{S}\right)^2. \quad (7)$$

В уравнении (7), как и в системе уравнений (5), семь независимых переменных (δ, Π, Q, h, S, ρ, μ), но других. При их комбинации решение задач 1 и 2 может иметь свои особенности.

Как правило, при расчете ФЭ в зависимости от технического задания (ТЗ) задаются δ, Q и Δp, определяющие прочность фильтра и потери давлений.

Вязкость μ и плотность ρ жидкости можно взять из справочников по температуре и давлению фильтруемой жидкости [9]. Как правило, показатели жидкости выбирают для минимальной температуры из заданного диапазона, так как они определяют максимальные перепад давлений и площадь фильтра.

Толщину h ФЭ можно выбрать по рекомендациям [6] с учетом следующего.

Минимальные гидравлические потери обеспечивает минимальная толщина h ФЭ из МР, которая для обеспечения его структурной однородности должна быть не меньше $10\delta_0$ [7]. Учитывая зависимость (1) и рекомендуемый диапазон δ_0 минимальная толщина ФЭ $h \geq 3$ мм. Максимальная толщина определяется из условия обеспечения требуемой жесткости или прочности ФЭ. Таким образом, толщина ФЭ будет выбираться из диапазона $h = 3 \div 5$ мм, если не накладываются дополнительные ограничения.

В уравнения (7) неизвестные величины — пористость Π и площадь S ФЭ, выбирают следующим образом.

Для рационального использования структуры материала по массовому показателю (обеспечение минимальной площади S) и пренебрегая влиянием облитерации на расходный показатель [6], выбирают пористость $\Pi \geq 0{,}6$. Максимальная пористость МР зависит от конструкции фильтра и требуемых жесткости и прочности ФЭ; как правило, $\Pi \leq 0{,}7 \div 0{,}8$, если нет дополнительных условий. Таким образом, пористость ФЭ выбирают из диапазона $0{,}6 \leq \Pi \leq 0{,}8$.

Заметим, что уменьшение пористости ведет к увеличению диаметра проволоки и снижает затраты изготовления ФЭ.

Площадь S ФЭ вычисляют по уравнениям (7) и (3), для этого выражение (7) приводят к виду:

$$\frac{0{,}46\rho h}{\Pi^2\delta}v^2 + \frac{32{,}5\mu h}{\Pi\delta^2}v - \Delta p = 0, \quad (8)$$

где $v = Q/S$ — скорость жидкости через фильтр [см. формулу (3)].

Введем обозначения:

$$a = \frac{0{,}46\rho h}{\Pi^2\delta};$$

$$b = \frac{32{,}5\mu h}{\Pi\delta^2}.$$

Тогда из решения уравнения (8) для $v > 0$ получим:

$$v = \frac{-b + \sqrt{b^2 + 4a\Delta p}}{2a}. \qquad (9)$$

По значению Δp_1, заданному в ТЗ, можно определить скорость v_1 фильтрации, которая должна обеспечить требуемый расход Q_1 жидкости. Далее, используя уравнение (3), можно определить необходимую площадь фильтрации S_1.

Задача 3. Определение расхода жидкости от продолжительности эксплуатации ФЭ

Для выполнения поставленной задачи проанализируем полученное выше решение задачи 2 с учетом засорения ФЭ. Расходная характеристика (рис. 2, зависимость *1*), полученная на основании зависимостей (9) и (3) (задача 2), имеет только одно значение (точка *A*), которое удовлетворяет требованию ТЗ.

ФЭ с такой характеристикой из-за его засорения не сможет обеспечивать продолжительный ресурс работы, который обычно подразумевается или оговаривается в ТЗ на разработку фильтра. Вычисленные структурные параметры ФЭ обеспечивают его характеристики в начальный момент работы, а геометрические — не учитывают продолжительность τ работы фильтра. Увеличивать ресурс будем увеличением площади ФЭ.

Расход Q в ФЭ определяют по зависимости $\Delta p_1 = F(Q)$, т. е. до облитерации каналов пористого материала, с учетом заданного ресурса фильтра. Увеличением площади ФЭ увеличивают ресурс фильтра.

При фильтровании может происходить постепенное закупоривание каналов твердыми частицами без образования осадка. Данный процесс типичен для суспензий с небольшой концентрацией взвешенных в жидкости частиц. Это может происходить при постоянном перепаде давления (Δp = const) или постоянном расходе (Q = const).

В работе [10] приведен расчет и предполагается возможность реализации обоих режимов течения через пористый элемент, однако результаты неубедительны. В работе [11] также предполагается реализация обоих режимов течения через капилляры пористого материала.

Если фильтрация с закупориванием каналов происходит при Δp = const, то для расчета можно воспользоваться зависимостью (3) и выражением из работы [11] для определения скорости фильтрации суспензии в любой момент времени:

$$v = v_n\left[1 + \tau\frac{k_v v_n}{2}\right]^{-2}. \qquad (10)$$

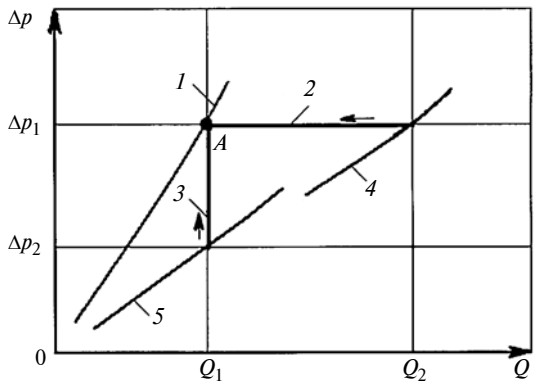


Рис. 2. Расходные характеристики с учетом ресурса ФЭ при разных законах фильтрации:
1, *4*, *5* — начальные расходные характеристики для ФЭ с площадями соответственно S_1, S_2, S_3; *2*, *3* — для законов течения жидкости при Δp = const и Q = const

Здесь v_n — начальная скорость фильтрации; τ — время работы ФЭ; $k_v = \dfrac{2x_o}{\pi r_к^2 N_к l_к}$, где x_o — отношение объема осадка в капилляре к объему фильтрата; $r_к$ — радиус капилляра; $N_к$ — число капилляров на 1 м^2; $l_к$ — длина капилляра.

Учитывая, что $\Pi_n = \pi r_к^2 N_к$ — начальная пористость ФЭ и $l_к = h$, выражение (10) можно представить как

$$v = v_n\left[1 + \tau\frac{v_n x_o}{\Pi_n h}\right]^{-2} \qquad (11)$$

при скорости жидкости в начальный момент времени $v_n = v_2$.

Из выражения (11) можно определить скорость фильтрации в конце работы фильтра:

$$v_1 = v_2\left[1 + \tau\frac{v_2 x_o}{\Pi_n h}\right]^{-2}.$$

Так как площадь ФЭ не меняется, то $S_1 = S_2$. Умножив обе части уравнения на площадь и записав его относительно начального расхода, получим выражение для определения начального расхода с учетом ресурса работы фильтра:

$$Q_2 = Q_1\left[1 + \tau\frac{v_2 x_o}{\Pi_n h}\right]^{2}.$$

Из формулы (3) получим:

$$S_2 = Q_2/v_2. \qquad (12)$$

Изменение расхода в текущем времени при Δp = const представлено на рис. 2 (линия *4*).

Если фильтрация с закупориванием каналов происходит при Q = const, то для определения гид-

равлических потерь в любой момент времени воспользуемся выражением из работы [11]:

$$\frac{1}{\sqrt{\Delta p}} = \frac{1}{\sqrt{\Delta p_n}} - \frac{1}{2} k_p q, \qquad (13)$$

где Δp — перепад давления на ФЭ в любой момент времени; Δp_n — перепад давления в начальный момент времени;

$$q = \upsilon\tau;$$

$$k_p = \frac{2x_0}{\pi r_к^2 N_к l_к}\left(\frac{1}{\Delta p_n}\right)^{1/2}.$$

Тогда учитывая, что последние выражения и то, что начальная пористость ФЭ $\Pi_n = \pi r_к^2 N_к$ и $l_к = h$, уравнение (13) можно представить как

$$\Delta p = \Delta p_n\left[1 - \tau\frac{\upsilon x_0}{\Pi_n h}\right]^{-2}. \qquad (14)$$

В данном случае перепад давления $\Delta p_n = \Delta p_1$ задан в техническом задании на ФЭ. Для обеспечения заданного ресурса фильтра определим перепад давления $\Delta p = \Delta p_2$ в начале его работы, который получим из уравнения (14):

$$\Delta p_2 = \Delta p_1\left[1 - \tau\frac{\upsilon x_0}{\Pi_n h}\right]^{-2}. \qquad (15)$$

Используя выражения (9) и (15), можно найти скорость фильтрации υ_3 в начальный момент времени. Площадь S_3 ФЭ в начале работы определим по формуле (4) при $Q_3 = Q_1 = Q$ из выражения

$$S_3 = Q/\upsilon_3. \qquad (16)$$

Изменение перепада давлений на ФЭ при $Q = \text{const}$ представлено на рис. 2 линией *3*.

Объем облитерации ФЭ можно оценить по изменению пористости за время его работы.

Для расчета пористости ФЭ в конце работы можно воспользоваться уравнением (7). Для этого выбираются расход Q_1, перепад давлений Δp_1 и вычисляется площадь ФЭ в зависимости от реализуемого процесса [см. формулы (16) или (12)], обеспечивающего максимальный расход в начале работы. Пористость $\Pi_к$ в конце ресурса определяют решением уравнения

$$\frac{0{,}46\rho h}{\delta}\left(\frac{Q}{S_{2,3}}\right)^2\frac{1}{\Pi_к^2} + \frac{32{,}5\mu h}{\delta^2}\frac{Q}{S_{2,3}}\frac{1}{\Pi_к} - \Delta p_1 = 0.$$

Введем обозначения:

$$b_1 = \frac{32{,}5\mu h}{\delta^2}\frac{Q}{S_{2,3}};$$

$$a_1 = \frac{0{,}46\rho h}{\delta}\left(\frac{Q}{S_{2,3}}\right)^2.$$

Получим квадратное уравнение для пористости с действительным корнем

$$\Pi_к = \frac{2a_1}{-b_1 + \sqrt{b_1^2 + 4a_1\Delta p_1}}.$$

Изменение объема ФЭ при заполнении его твердыми частицами составит

$$\Delta V_g = S_{2,3}h(\Pi_1 - \Pi_к).$$

Предлагаемые алгоритмы расчета параметров ФЭ на основании решений системы уравнений и рекомендаций базируются на обобщении практики их изготовления и результатов исследований свойств материала МР. Они обеспечивают точность расчетов при проектировании ФЭ по заданным параметрам и оптимизацию уже существующих конструкций.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Lefebvre L-P., Banhart J., David C. D.** Porous Metals and Metallic Foams: Current Status and Recent Developments // Advanced Engineering Materials. 2008. N 10(9). S. 775—787.
2. **Structure** and pressure drop of real and virtual metal wire meshes / E. Glatt, S. Rief, A. Wiegmann, M. Knefel und an. // Berichte des Fraunhofer. ITWM. 2009. N 157.
3. **Бузицкий В. Н., Сойфер А. М.** Цельнометаллические упругодемпфирующие элементы, их изготовление и применение // Науч. тр. Куйбыш. авиац. ин-т. 1965. Вып. 19. Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. С. 259—266.
4. **Лазуткин Г. В.** Формование изделий из упругодемпфирующего материала МР для агрегатов и систем транспортной техники // Вестник транспорта Поволжья. 2010. № 4. С. 82—90.
5. **Белоусов А. И., Изжеуров В. А., Сетин А. Д.** Гидравлические и фильтровальные характеристики материала МР // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. 1975. Вып. 73. С. 70—79.
6. **Изжеуров Е. А.** Основы расчета и проектирование изделий из материала МР для гидрогазосистем энергетических установок. М.: Машиностроение, 2001. 286 с.
7. **Жижкин А. М.** Создание тонкостенных изделий из материала МР для теплопередающих конструкций энергетических установок // Деп. в ВИНИТИ. 2005. № 135. 217 с.
8. **Жижкин А. М.** Влияние изменения размера пор на характеристики пористого материала МР: Ракетно-космическая техника и технология — 2010 // Тр. российской науч.-техн. конф. "50-летие со дня образования кафедры "Ракетные двигатели". Воронеж: ВГТУ, 2010. С. 59—62.
9. **Варгафтик Е. Б.** Справочник по теплофизическим свойствам жидкостей и газов. М.: Наука, 1972. 720 с.
10. **Фалалеев С. В., Жижкин А. М.** Исследование влияния засоряемости фильтрующих и дросселирующих элементов на работоспособность торцевых уплотнений // Трение и износ. 1996. Т. 17. № 2. С. 225—229.
11. **Жужиков В. А.** Теория и практика разделения суспензий. М.: Химия, 1980. 400 с.

УДК 621.9.025

В. П. ТАБАКОВ, д-р техн. наук (Ульяновский ГТУ), А. В. ЧИХРАНОВ, канд. техн. наук (Технологический институт — филиал УГСХА им. П. А. Столыпина, г. Димитровград), e-mail: chihranov@mail.ru

Оценка напряженного состояния износостойких покрытий режущего инструмента

Исследовано напряженное состояние износостойких покрытий, которое определяется суммарными напряжениями, зависящими от состава покрытия и основного материала инструмента, а для многослойного покрытия — и от его архитектуры. Показано влияние напряженного состояния на интенсивность изнашивания инструмента.

Ключевые слова: режущий инструмент, износостойкое ионно-плазменное покрытие, напряженное состояние, интенсивность изнашивания.

The stressed state of wear resistant coatings, which is determined by total stresses depending on coating composition and main tool material, and for multilayer coating — also from its framework, is investigated. The influence of stressed state on tool wear rate is shown.

Keywords: cutting tool, wear resistant ionic-plasma coating, stressed state, wear rate.

Покрытия режущего инструмента разрушаются в результате образования в них трещин, обусловленных упругими и пластическими деформациями режущего клина [1—5]. Уменьшить трещинообразование в покрытии можно, например, повысив его сопротивляемость квазихрупкому разрушению, дополнительным легированием. Покрытия на основе нитрида титана можно легировать алюминием, цирконием, кремнием, хромом и молибденом [6, 7], которые повышают критические коэффициенты интенсивности напряжений K_{1c} и вязкости разрушения $K_{1cп}$, а следовательно, и трещиностойкость [1]. Трещиностойкость покрытий определяется напряжениями, возникающими в них при резании. Поэтому при разработке рациональных состава и архитектуры новых износостойких покрытий следует учитывать их напряженное состояние при резании.

Цель работы — исследование напряженного состояния покрытия при резании в зависимости от состава.

На пластины из твердого сплава МК8 и быстрорежущей стали Р6М5К5 наносили однослойные покрытия TiN, TiZrN, $TiZrMe_2N$ (где Me_2 — Al, Si, Cr, Fe) и многослойные покрытия TiN—TiAlN, TiN—TiZrN и TiZrN—TiZrAlN на установке "Булат-6". Использовали катоды из сплавов титана и алюминия, титана и кремния, а также катоды, имеющие титановый корпус со вставками циркония, хрома и коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т. Состав покрытий варьировали, изменяя компоновочную схему установки для их нанесения — число катодов и их расположение в камере. Химический состав покрытий определяли методом количественного рентгеноспектрального анализа на установке МАР-4 с учетом ZAF-поправок.

Остаточные сжимающие напряжения $\sigma_{ост}$ исследовали на дифрактометре ДРОН-3М. Интенсивность изнашивания режущего инструмента с износостойкими покрытиями определяли при токарной обработке заготовок из сталей 30ХГСА и 12Х18Н10Т.

Суммарные напряжения в покрытии, возникающие при резании, определяли по формуле [1, 8]

$$\sigma_\Sigma = \sigma_1 + \sigma_{терм} + \sigma_{ост} + \sigma_п,$$

где σ_1 — напряжения, возникающие от действия силовых и температурных нагрузок на режущий клин инструмента; $\sigma_{терм}$ — термические напряжения, возникающие в результате неравномерного распределения температуры; $\sigma_{ост}$ — остаточные напряжения; $\sigma_п$ — напряжения, возникающие в результате ползучести основного материала инструмента.

Напряжения на передней поверхности инструмента определяли из условия совместности деформаций покрытия и основного материала с учетом напряжений σ_x в нем, по формуле

$$\sigma_1 = \frac{E}{E_о}\sigma_x,$$

где E и $E_о$ — модули Юнга соответственно покрытия и основного материала.

Напряжения σ_x определяли численным методом с использованием программ ANSYS на основании экспериментально полученных показателей процесса резания: длины C_γ контакта стружки с передней поверхностью; составляющих P_z, P_y и P_x силы резания; контактных нормальных σ_N и касательных τ_F напряжений. Данные показатели получены при токарной обработке заготовок из стали 30ХГСА резцами со сменными пластинами из твердого сплава МК8 на режиме: скорость v = 180 м/мин, подача S = 0,15 мм/об, глубина t = 0,5 мм, и из быстрорежущей стали Р6М5К5 на режиме: v = 55 м/мин, S = 0,3 мм/об, t = 0,75 мм.

Термические напряжения рассчитывали по формуле

$$\sigma_{терм} = (\alpha_о - \alpha_п)E\Delta T/(1 - \nu),$$

где $\alpha_о$ и $\alpha_п$ — коэффициенты термического линейного расширения основного материала и покрытия; ΔT — разность температуры в контакте передней поверхности режущего инструмента с покры-

Таблица 1

Формулы для определения коэффициентов *A* и *k* с учетом температуры нагрева образца для сплава МК8 и стали Р6М5К5

МК8	$A = \exp(-1{,}27 \cdot 10^{-5} T^2 + 3{,}78 \cdot 10^{-2} T - 32{,}46).$ $k = -8{,}47 \cdot 10^{-15} T^5 + 3{,}88 \cdot 10^{-11} T^4 - 6{,}10 \cdot 10^{-8} T^3 + 4{,}34 \cdot 10^{-5} T^2 - 2{,}09 \cdot 10^{-2} T + 14{,}86.$
Р6М5К5	$A = \exp(1{,}89 \cdot 10^{-8} T^3 + 2{,}09 \cdot 10^{-6} T^2 + 7{,}26 \cdot 10^{-3} T - 15{,}04).$ $k = -4{,}35 \cdot 10^{-8} T^3 + 2{,}72 \cdot 10^{-5} T^2 - 7{,}68 \cdot 10^{-3} T + 7{,}47.$

тием и нормальной температуры; ν — коэффициент Пуассона.

Напряжения, возникающие в результате ползучести основного материала, определяли по формуле

$$\sigma_{\text{п}} = EA\sigma_x^k t^m,$$

где A и k — коэффициенты, зависящие от свойств основного материала и температуры; $m \approx 1/3$; t — время.

Коэффициенты A и k (табл. 1) определяли по зависимостям работы [8].

Напряжения $\sigma_{\text{ост}}$ определяли экспериментально на рентгеновском дифрактометре ДРОН-3М. Необходимый для расчета напряжений модуль Юнга E покрытий определяли на микротвердомере Mitutoyo NH-125 (Япония) [8].

Напряженное состояние многослойных покрытий для определения напряжений σ_1, $\sigma_{\text{терм}}$, $\sigma_{\text{ост}}$ и $\sigma_{\text{п}}$ оценивали по зависимостям работы [10].

Напряжения, возникающие в покрытии при резании (при отсутствии ползучести материала режущего клина), приведены в табл. 2. Установлено, что в покрытиях действуют растягивающие σ_1, сжимающие остаточные $\sigma_{\text{ост}}$ и термические $\sigma_{\text{терм}}$ напряжения.

При нанесении двух- и трехэлементных покрытий на твердый сплав МК8 суммарные напряжения σ_Σ и их составляющие σ_1, $\sigma_{\text{терм}}$ и $\sigma_{\text{ост}}$ возрастают по сравнению с одноэлементным покрытием TiN. В двухэлементных покрытиях TiZrN, TiAlN, TiSiN и TiFeN, нанесенных на сплав МК8, напряжения σ_1 при резании на 2÷12 % больше, чем в покрытии TiN. Наибольшее увеличение напряжений σ_1 имело место при легировании покрытия TiN цирконием (TiZrN), наименьшее — железом (TiFeN). Повышение напряжений σ_1 в двухэлементных покрытиях можно объяснить более высоким модулем Юнга, несмотря на снижение напряжений σ_x в инструментальной основе. В покрытиях TiN, легированных алюминием, кремнием и цирконием, нанесенных на быстрорежущую сталь, напряжения σ_1 повышаются на 6÷14 %. Некоторое снижение напряжений σ_1 в покрытиях TiFeN, нанесенных на быстрорежущую сталь, объясняется значительным снижением напряжений σ_x в основном материале по сравнению с ростом модуля Юнга. Большие напряжения σ_1 в покрытиях, нанесенных на быстрорежущую сталь, по сравнению с аналогичными покрытиями, осажденными на твердосплавную инструментальную основу, объясняются различием их модулей Юнга.

Напряжения $\sigma_{\text{терм}}$ в покрытиях, нанесенных на твердый сплав — сжимающие, на быстрорежущую сталь — растягивающие. Это связано с тем, что коэффициент термического линейного расширения быстрорежущей стали больше, а твердого сплава — меньше.

Напряжения $\sigma_{\text{ост}}$ в двухэлементных покрытиях, нанесенных как на твердый сплав, так и на быстрорежущую сталь, являются сжимающими. При легировании покрытий TiN алюминием, кремнием и цирконием напряжения $\sigma_{\text{ост}}$ увеличиваются, при легировании железом — снижаются.

Суммарные напряжения σ_Σ в покрытиях, нанесенных на твердый сплав, являются сжимающими и возрастают в двухэлементном покрытии по сравнению с одноэлементным. В одноэлементных покрытиях TiN, нанесенных на быстрорежущую сталь, напряжения σ_Σ являются растягивающими. При легировании покрытий TiN алюминием, кремнием и цирконием в них формируются сжимающие напряжения σ_Σ, а при легировании железом — по-

Таблица 2

Значения исследуемых при резании напряжений в однослойных износостойких покрытиях $TiMe_1Me_2N$ в зависимости от содержания *C* легирующих элементов и основного материала, МПа

Покрытие	*C*, мас. %		σ_1	$\sigma_{\text{ост}}$	$\sigma_{\text{терм}}$	σ_Σ	σ_1	$\sigma_{\text{ост}}$	$\sigma_{\text{терм}}$	σ_Σ
	Me_1	Me_2	МК8				Р6М5К5			
Ti	—	—	546	−775	−1827	−2056	1427	−1501	468	394
TiAlN	17,55	—	589	−903	−1890	−2204	1625	−2443	483	−335
TiSiN	1,25	—	565	−1069	−1857	−2361	1518	−2541	480	−543
TiZrN	15,63	—	613	−1256	−1906	−2549	1607	−2619	484	−528
TiFeN	0,85	—	558	−697	−1939	−2078	1396	−1406	495	485
TiZrAlN	13,85	9,25	625	−1393	−2217	−2985	1651	−2953	554	−748
TiZrSiN	13,73	0,84	616	−1648	−2143	−3175	1583	−3031	544	−904
TiZrCrN	13,47	6,09	609	−1413	−2132	−2936	1606	−2923	542	−775
TiZrFeN	13,51	0,94	592	−1148	−2067	−2623	1561	−2197	523	−113

вышаются растягивающие напряжения σ_Σ. Напряжения σ_Σ в покрытиях, нанесенных на твердый сплав, больше чем в покрытиях, нанесенных на быстрорежущую сталь. Следовательно, покрытия на сплаве МК8 менее стойки к образованию микротрещин по сравнению с покрытиями на стали Р6М5К5. Наибольшее повышение напряжений σ_Σ (на 24 %) в покрытиях на твердосплавной основе наблюдается при легировании цирконием. Формирование растягивающих напряжений σ_Σ в покрытиях TiFeN на быстрорежущей основе объясняется снижением сжимающих напряжений $\sigma_{ост}$ в покрытиях TiN, легированных железом.

При легировании одним и тем же химическим элементом напряжения в двухэлементном покрытии TiZrN изменяются аналогично их изменению в одноэлементном покрытии TiN. Легирование алюминием, кремнием, хромом и железом покрытий TiZrN, нанесенных на твердый сплав МК8, повышает напряжения σ_Σ: наибольшее повышение наблюдается при легировании кремнием, несколько меньшее — алюминием и незначительное — железом. При легировании алюминием, кремнием и хромом покрытий TiZrN, нанесенных на быстрорежущую сталь Р6М5К5, напряжения σ_Σ повышаются, при легировании железом — снижаются. В этом случае, как и при твердосплавной основе, наибольшее повышение σ_Σ вызывает легирование кремнием. Неоднозначное изменение напряжений σ_1 при легировании покрытий связано с разным влиянием легирующих элементов на увеличение модуля Юнга и снижение напряжений σ_x в инструментальной основе. На рис. 1 показаны зависимости модуля E и напряжения $\sigma_{\Sigma сж}$ от содержания C легирующих элементов. С увеличением содержания легирующих элементов напряжения σ_Σ в покрытии при резании возрастают, достигают максимума и затем снижаются или стабилизируются, что связано с изменением модуля Юнга (см. рис. 1, *а*). Снижение напряжений σ_Σ при увеличении содержания железа связано с уменьшением напряжений $\sigma_{ост}$. На рис. 1, *б* показано изменение напряжений в середине длины контакта стружки с передней поверхностью режущего инструмента в начальный момент резания.

При увеличении времени работы инструмента напряжения $\sigma_п$ в покрытии возрастают в результате ползучести материала инструментальной основы. На рис. 2 приведены зависимости напряжения $\sigma_п$ от времени работы инструмента для середины длины контакта стружки с передней поверхностью. Увеличение напряжений $\sigma_п$ объясняется разным влиянием легирующих элементов на модуль Юнга, температуру в режущем клине инструмента и напряжения σ_x в инструментальной основе. Например, при легировании цирконием и железом покрытия TiN, нанесенного на сплав МК8, напряжения σ_Σ повышаются, а при легировании алюминием и кремнием — снижаются. При легировании кремнием покрытий TiN, нанесенных на быстрорежущую сталь Р6М5К5, напряжения σ_Σ снижаются, при легировании цирконием, железом и алюминием — повышаются.

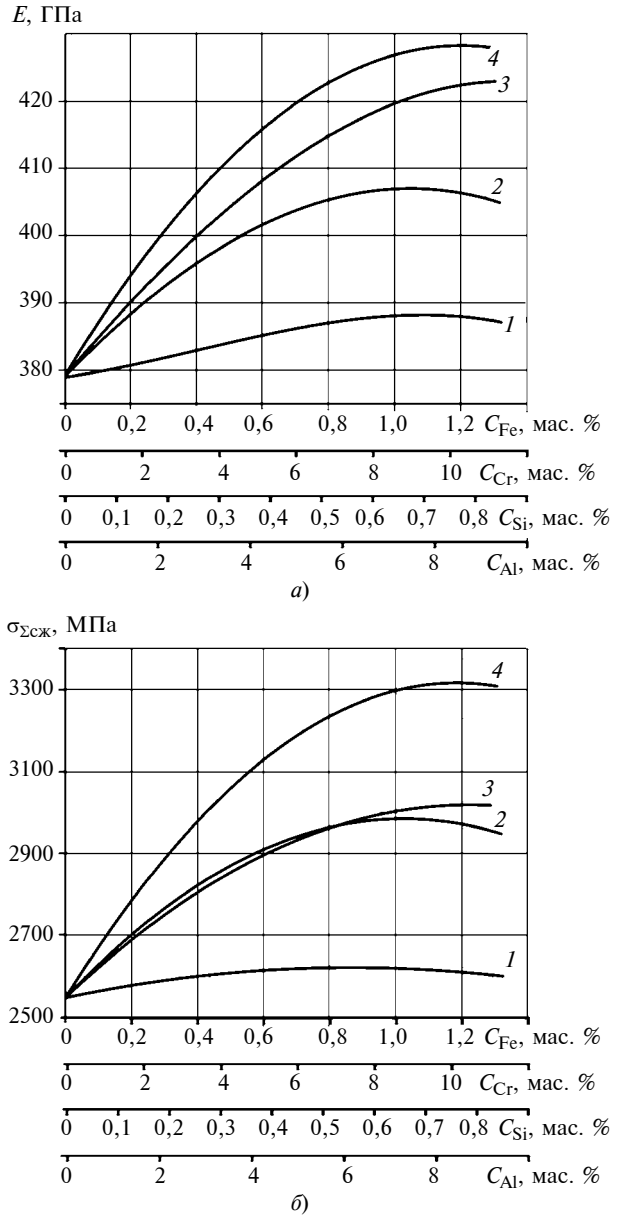


Рис. 1. Зависимости модуля Юнга *E* (*а*) и суммарных напряжений $\sigma_{\Sigma сж}$ (*б*) в покрытиях $TiZrMe_2N$ при резании от содержания *C* легирующих элементов Fe (*1*), Cr (*2*), Si (*3*), Al (*4*); инструментальная основа — сплав МК8

При легировании двухэлементных покрытий TiZrN (рис. 3) напряжения $\sigma_п$, вызванные ползучестью материала режущего клина, также изменяются: они снижаются независимо от материала инструментальной основы.

Изменение напряжений σ_Σ, действующих в покрытии на середине длины контакта стружки с передней поверхностью, с учетом напряжений $\sigma_п$ ползучести в зависимости от времени работы ин-

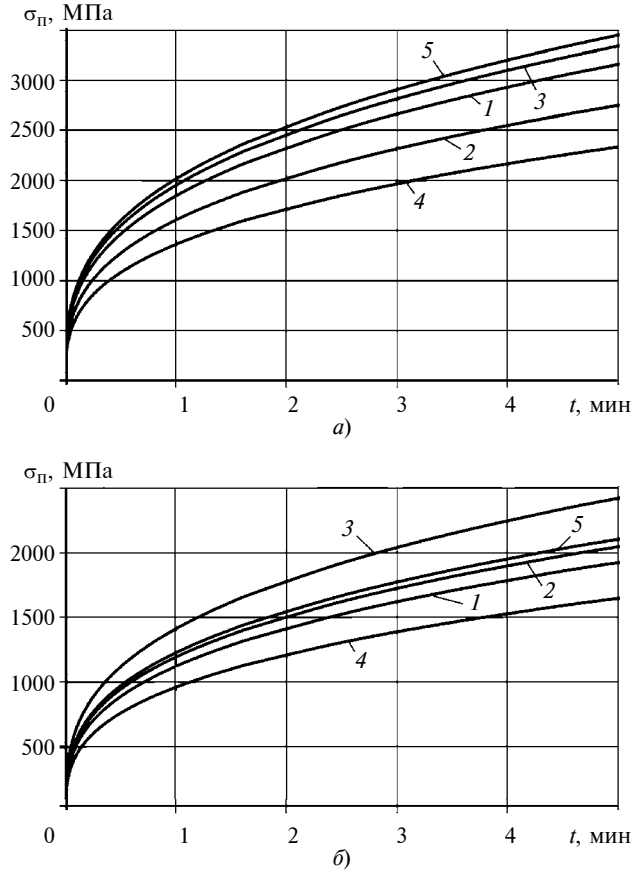


Рис. 2. Зависимости напряжения $\sigma_п$ от времени *t* работы инструмента в двухэлементных покрытиях TiN (*1*), TiAlN (*2*), TiZrN (*3*), TiSiN (*4*), TiFeN (*5*), нанесенных на сплав МК8 (*а*) и сталь Р6М5К5 (*б*)

струмента показано на рис. 4 и 5. При работе инструмента сжимающие напряжения σ_Σ в покрытиях снижаются и в результате ползучести материала режущего клина со временем трансформируются в растягивающие напряжения σ_Σ, что приводит к образованию трещин в покрытиях и их разрушению на контактной площадке передней поверхности. Момент перехода суммарных напряжений из сжимающих в растягивающие зависит от легирующего элемента и его содержания в покрытии. При легировании железом покрытия TiN, нанесенного на сплав МК8, напряжения σ_Σ немного уменьшаются. Это объясняется формированием самых низких суммарных напряжений (без учета напряжений $\sigma_п$, см. табл. 1) по сравнению с напряжениями при легировании другими элементами. При легировании железом растягивающие напряжения σ_Σ, вызванные ползучестью основного материала, существенно выше, чем при легировании другими элементами. При легировании покрытий TiN цирконием, алюминием и кремнием время работы инструмента до перехода суммарных сжимающих напряжений в растягивающие увеличивается по сравнению с покрытием TiN в 1,43÷1,93 раза. Наибольшее время работы до этого момента имеет покрытие TiN, легированное кремнием. Установлено, что наибольшие растягивающие напряжения σ_Σ имеет покрытие TiN, легированное железом, наименьшие — легированное кремнием (см. рис. 4).

В покрытиях TiN, нанесенных на быстрорежущую основу, растягивающие напряжения σ_Σ формируются через несколько секунд работы инструмента. Это связано с тем, что в них сжимающие суммарные напряжения при отсутствии ползучести материала режущего клина значительно меньше, чем в покрытиях на твердосплавной основе, а для покрытий TiN, легированных железом, являются растягивающими. Наименьшие суммарные напряжения имеют место в покрытии TiN, легированном кремнием и нанесенном на твердосплавную основу.

Аналогично изменяются напряжения σ_Σ в покрытии с учетом напряжений $\sigma_п$ и при легировании двухэлементного покрытия TiZrN. Легирование всеми элементами покрытий, нанесенных на сплав МК8, также снижает суммарные напряжения и увеличивает время их перехода из сжимающих в растягивающие. Максимальное время перехода наблюдается при легировании алюминием и кремнием. Минимальные растягивающие напряжения σ_Σ в покрытиях TiZrN имеют место при легировании алюминием и кремнием независимо от инструмен-

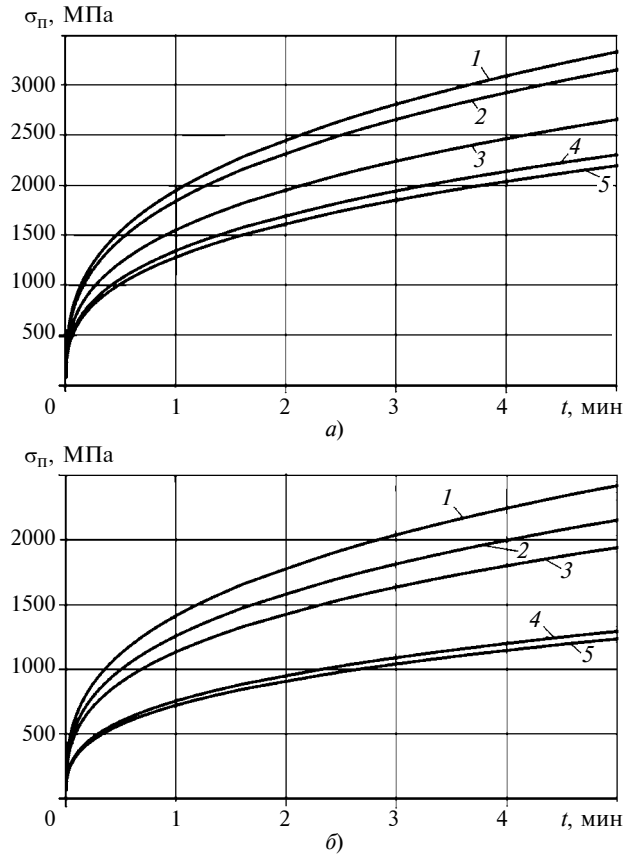


Рис. 3. Зависимости напряжения $\sigma_п$ от времени *t* работы инструмента с трехэлементными покрытиями TiZrN (*1*), TiZrFeN (*2*), TiZrCrN (*3*), TiZrAlN (*4*), TiZrSiN (*5*), нанесенными на сплав МК8 (*а*) и сталь Р6М5К5 (*б*)

тальной основы, а максимальные — при легировании хромом и железом.

Напряженное состояние многослойных покрытий зависит от их архитектуры (соотношения толщин слоев, их числа, общей толщины покрытия) и состава слоев. При использовании в качестве верхнего слоя покрытия TiZrN вместо TiAlN суммарные напряжения в верхнем и нижнем слое двухслойного покрытия повышаются (табл. 3). Замена нижнего слоя TiN на TiZrN и использование трехэлементного нитрида TiZrAlN в качестве верхнего слоя еще больше повышает суммарные напряжения в покрытии TiZrN—TiZrAlN по сравнению с покрытиями TiN—TiAlN и TiN—TiZrN.

Изменение соотношения толщин верхнего и нижнего слоев многослойного покрытия также влияет на суммарные напряжения при резании: с увеличением толщины каждого слоя суммарные напряжения возрастают (табл. 4).

При резании инструментом с многослойным покрытием большое значение имеют свойства верхнего (наружного) слоя, непосредственно взаимодействующего с обрабатываемым материалом, свойства которого также значительно влияют на процесс резания [2, 4]. Увеличение толщины верхнего слоя TiZrAlN двухслойного покрытия TiZrN—TiZrAlN (рис. 6) приводит к росту напряжений $\sigma_{ост}$, $\sigma_{терм}$, $\sigma_{п}$, действующих при резании. В результате увеличиваются и напряжения σ_{Σ}, достигая максимального значения при толщине верхнего слоя 58÷65 % от общей толщины двухслойного покрытия. При

Таблица 3

Значения напряжений в слоях двухслойных покрытий при резании, МПа

Покрытие	Состав слоев (верхний/нижний)	$\sigma_{ост}$	$\sigma_{терм}$	σ_1	σ_{Σ}
TiN—TiZrN	TiZrN/TiN	–1268/–470	–2447/–1408	745/276	–2971/–1601
TiN—TiAlN	TiAlN/TiN	–1116/–575	–2277/–1321	662/368	–2731/–1527
TiZrN—TiZrAlN	TiZrAlN/TiZrN	–1290/–783	–2542/–1946	701/530	–3132/–2200

Примечание. Толщина верхнего слоя 5 мкм, нижнего — 3 мкм.

Таблица 4

Значения суммарных напряжений σ_{Σ}, МПа, в зависимости от толщин слоев двухслойного покрытия

Покрытие	Состав слоев (верхний/нижний)	Толщины верхнего/нижнего слоя, мкм		
		2/6	4/4	6/2
TiN—TiZrN	TiZrN/TiN	–1067/–2816	–2571/–2295	–3004/–904
TiN—TiAlN	TiAlN/TiN	–983/–2742	–2371/–2208	–2738/–851

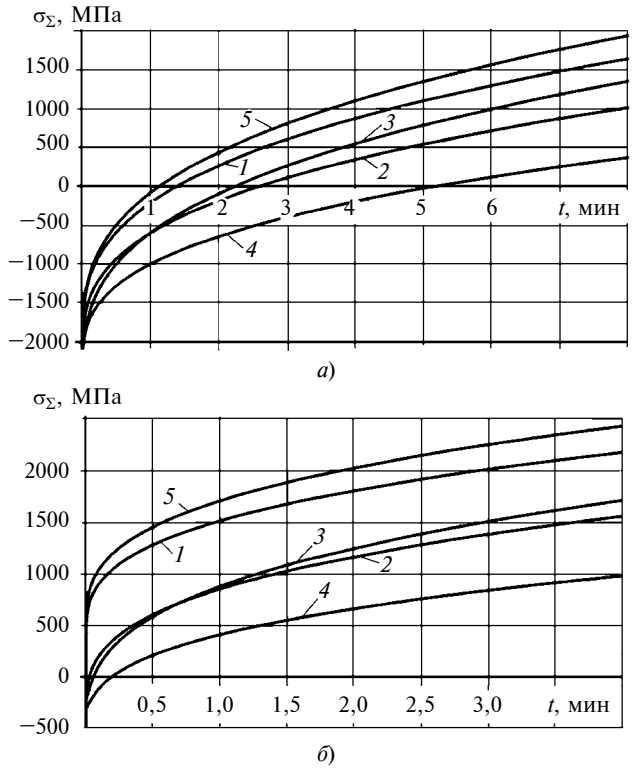


Рис. 4. Зависимости напряжений σ_{Σ} от времени *t* работы режущего инструмента с двухэлементными покрытиями TiN (*1*), TiAlN (*2*), TiZrN (*3*), TiSiN (*4*), TiFeN (*5*), нанесенными на сплав МК8 (*а*) и сталь Р6М5К5 (*б*)

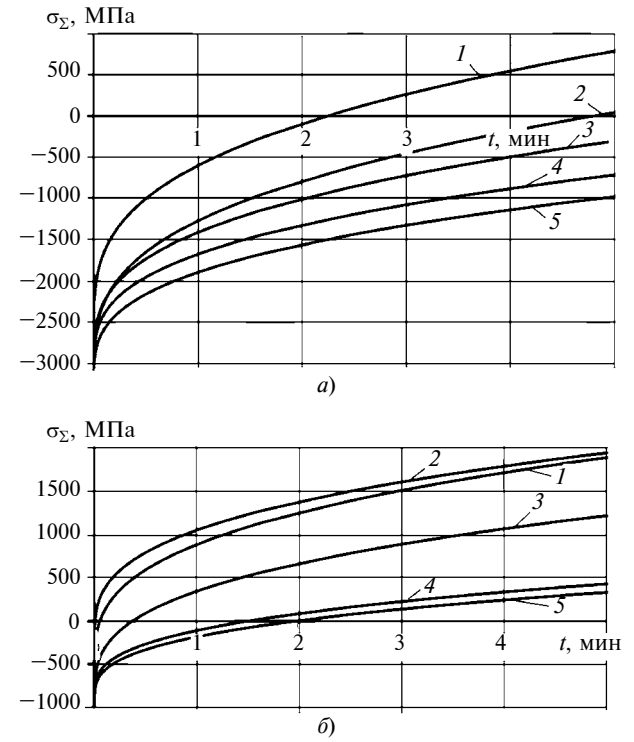


Рис. 5. Зависимости напряжения σ_{Σ} от времени *t* работы инструмента с трехэлементными покрытиями TiZrN (*1*), TiZrFeN (*2*), TiZrCrN (*3*), TiZrAlN (*4*), TiZrSiN (*5*), нанесенными на сплав МК8 (*а*) и сталь Р6М5К5 (*б*)

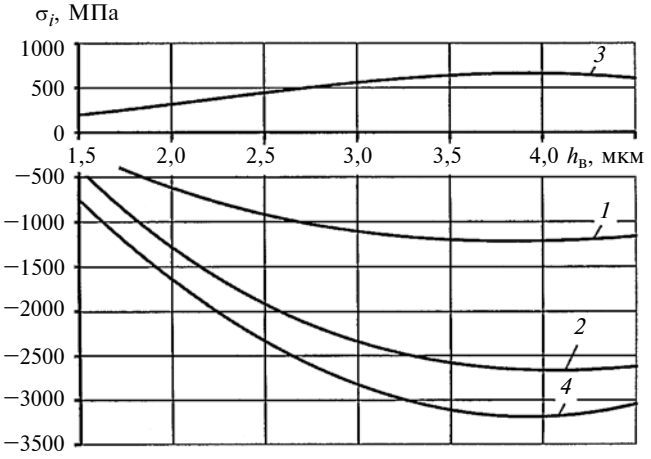


Рис. 6. Зависимости напряжений $\sigma_{ост}$ (*1*), $\sigma_{терм}$ (*2*), σ_1 (*3*), σ_Σ (*4*), действующих в верхнем слое покрытия TiZrN—TiZrAlN при резании, от его толщины $h_в$ при общей толщине покрытия 6 мкм

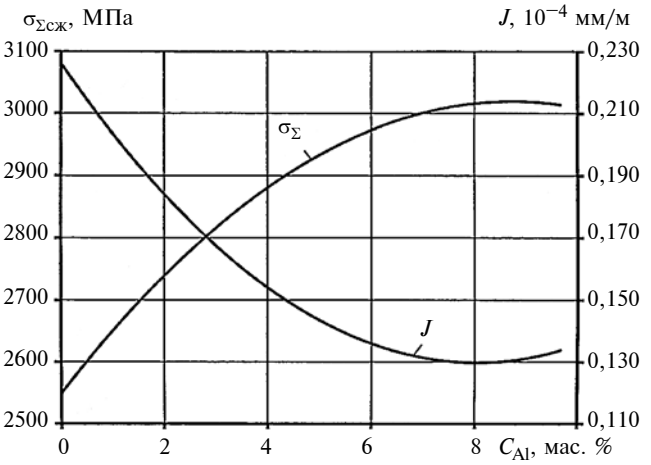


Рис. 7. Зависимости напряжения $\sigma_{\Sigma сж}$ и интенсивности *J* изнашивания твердосплавных пластин при точении заготовок из стали 30ХГСА от содержания алюминия C_{Al} в покрытии TiZrAlN

дальнейшем увеличении толщины верхнего слоя напряжения снижаются.

Экстремальный характер изменения напряжений при увеличении толщины верхнего слоя можно объяснить наличием адгезионной связи и взаимным влиянием друг на друга свойств материалов слоев. При небольшой толщине верхнего слоя возникающие в нем напряжения значительно зависят от свойств материала нижнего слоя и возрастают с увеличением его толщины. При критической толщине верхнего слоя, когда ослабевает влияние нижнего слоя, напряжения в нем достигают максимальных значений. При дальнейшем увеличении толщины верхнего слоя многослойное покрытие приобретает его свойства: напряжения перестают повышаться и даже могут снижаться.

Суммарные напряжения в многослойном покрытии при резании практически не зависят от его общей толщины. Наблюдается небольшое снижение напряжений σ_Σ при увеличении общей толщины покрытия с 5 до 8 мкм, что составляет 3,5÷4 %.

Таким образом, исследования показали, что для повышения трещиностойкости многослойных покрытий необходимо выбирать состав или архитектуру, повышающие сжимающие суммарные напряжения при резании и минимизирующие растягивающие напряжения, обусловленные ползучестью материала инструментальной основы. Увеличение сжимающих суммарных напряжений повышает эффективность инструмента с покрытиями.

Для подтверждения этого исследовали интенсивность изнашивания твердосплавных пластин МК8 с покрытием TiZrAlN с разным содержанием в нем алюминия при токарной обработке заготовок из стали 30ХГСА (рис. 7). Установлено что при увеличении суммарных напряжений σ_Σ интенсивность изнашивания пластин МК8 снижается, а максимальные значения σ_Σ и минимальные значения *J* соответствуют одному и тому же содержанию алюминия в покрытии TiZrAlN.

Полученные результаты показали, что оценка напряженного состояния покрытия при резании позволит направленно подбирать состав покрытия при его разработке для обеспечения эффективности режущего инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Табаков В. П.** Формирование износостойких ионно-плазменных покрытий режущего инструмента. М.: Машиностроение, 2008. 311 с.
2. **Табаков В. П., Ермолаев А. А.** Многослойные покрытия инструмента, работающего в условиях непрерывного резания // СТИН. 2005. № 7. С. 21—25.
3. **Табаков В. П., Ширманов Н. А., Смирнов М. Ю.** Повышение работоспособности торцовых фрез путем совершенствования структуры износостойкости покрытий // СТИН. 2002. № 2. С. 6—10.
4. **Tabakov V. P.** The Influence of Machining Condition Forming Multilayer Coatings for Cutting Tools // Key Engineering Materials. 2012. V. 496. P. 80—85.
5. **Tabakov V. P., Vereschaka A. S.** Development of technological means for formation of multilayer composite coatings, providing increased wear resistance of carbide tools, for different machining condition // Key Engineering materials. 2014. V. 581. P. 55—61.
6. **Табаков В. П.** Оценка трещиностойкости покрытий режущего инструмента, работающего в условиях непрерывного резания // Вестник машиностроения. 2012. № 5. С. 60—64.
7. **Табаков В. П., Чихранов А. В., Тулисов А. Н.** Оценка трещиностойкости трехэлементных нитридных покрытий режущего инструмента // Упрочняющие технологии и покрытия. 2009. № 3. С. 11—17.
8. **Табаков В. П., Чихранов А. В.** Износостойкие покрытия режущего инструмента, работающего в условиях непрерывного резания. Ульяновск: УлГТУ, 2007. 255 с.
9. **Табаков В. П., Чихранов А. В.** Определение механических характеристик износостойких ионно-плазменных покрытий на основе нитрида титана // Известия Самарского НЦ РАН. 2010. Т. 12. № 4. С. 292—297.
10. **Методика** расчета трещиностойкости многослойных покрытий режущего инструмента / В. П. Табаков, М. Ю. Смирнов, А. Н. Тулисов, А. В. Чихранов // Упрочняющие технологии и покрытия. 2010. № 3. С. 43—48.

УДК 621.77

А. С. ЯМНИКОВ, д-р техн. наук (Тульский ГУ), Д. П. ВОЛКОВ, канд. техн. наук (ЗАО "ПО "Тулаэлектропривод""), e-mail: yamnikovas@mail.ru

Технологическое обеспечение качества винтовых прессовых оправок

Рассмотрено формообразование винтовых многозаходных впадин на внутренней поверхности осколочной рубашки обжимом на прессовой оправке. Показано, что выпрессовку оправки затрудняют погрешности формы и хода винтовой поверхности. Для их устранения предложено наружное хонингование оправки специальной головкой.

Ключевые слова: винтовая поверхность, прессовая оправка, погрешность, хонингование, головка.

The shaping of helical multiple-thread hollows on internal surface of a splinter case by squeezing on a press mandrel is considered. It is shown, that pressing-out of the mandrel is embarrassed by errors of shape and step of helical surface. For their elimination it is suggested the external honing of the mandrel by a special head.

Keywords: helical surface, press mandrel, error, honing, head.

В машиностроении на внутренних поверхностях некоторых цилиндрических деталей необходимо выполнить наклонные разнонаправленные винтовые канавки [1], образующие сетку ромбовидных элементов, способствующих дроблению продуктов детонации по ослабленным канавками сечениям корпуса, в которых создаются газовые клинья разрушения. Канавки образуются обжатием заготовки корпуса изделия на винтовой оправке при ее протягивании через кольцевую матрицу на гидравлическом прессе П78-34. Зубья оправки имеют треугольную форму в нормальном сечении и расположены на длине рабочей части ее цилиндрической поверхности по винтовой линии [2]. Длина винтовых оправок в несколько раз больше их диаметра.

При выпрессовке оправки из готового полуфабриката возникают затруднения, хотя предполагается, что при упругом восстановлении корпуса после штамповки она должна выходить свободно [3]. Технические требования к штампуемой детали: наиболее жесткий допуск $4{,}5^{+0{,}15}$ мм (на рис. 1 отмечен *) устанавливают на размер перемычки, который обеспечивается инструментом, точнее — комплектом инструментов, так как диаметр наружного цилиндра детали определяется диаметром отверстия матрицы, а наружный диаметр винтовых выступов — наружным диаметром винтовых выступов прессовой оправки с наложением технологических погрешностей операции обжима. Поэтому диаметр оправки следует определять отдельно [4]. Сложнее определить параметры винтовых выступов оправки с учетом технологических возможностей металлорежущего оборудования, в частности токарных станков с ЧПУ: предельного шага и допустимого числа заходов винтовой поверхности (в нашем случае по 20 левых и правых канавок с учетом угла 60° наклона к основанию) [5]. Винтовые поверхности можно нарезать как фасонным резцом на токарных станках с ЧПУ, так и червячной фрезой на зубофрезерном станке [6—8]. В обоих случаях возникают силы отжатия заготовки от инструмента, что снижает точность обработки в зависимости от силы резания и параметров заготовки. При обработке длинных цилиндрических заготовок сила отжатия достигает больших значений. В этих случаях целесообразно применять оправки и люнеты, предотвращающие искривление оси заготовки, что не всегда удобно и возможно.

При обработке резанием заготовка винтовой оправки изгибается, а ввиду сложной поверхности винтовой оправки при ее изготовлении затруднено применение каких-либо приспособлений, устраняющих это отклонение. Для определения допуска приведенного среднего диаметра необходимо разработать методику расчета упругого отжатия. Под действием силы резания заготовка деформируется в направлении осей Z и Y, но так как на размер об-

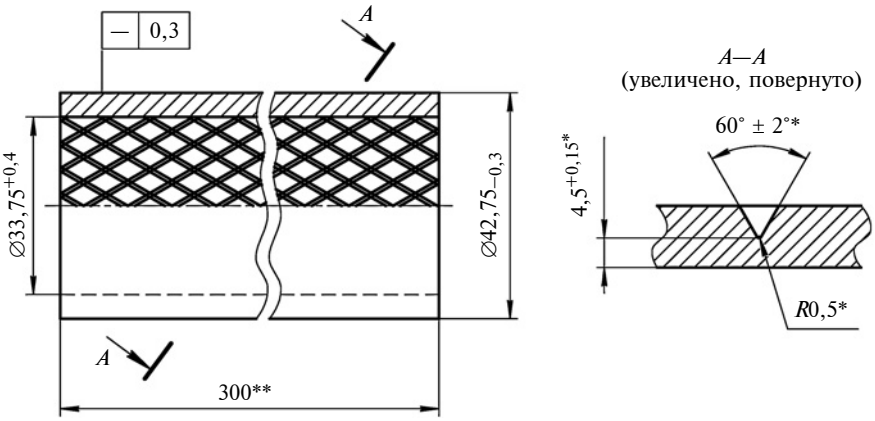


Рис. 1. Чертеж детали с винтовыми канавками на внутренней цилиндрической поверхности:
индексами "*" и "**" обозначены размеры, обеспечиваемые инструментом, и справочный размер

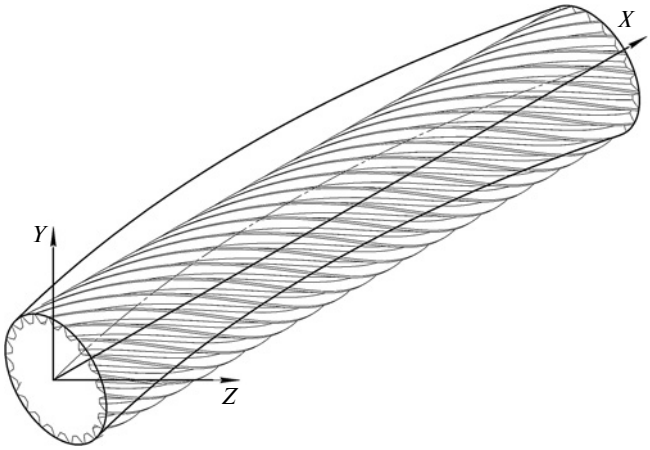


Рис. 2. Деформация оправки под действием силы резания

рабатываемой поверхности напрямую влияет прогиб заготовки по оси Y (рис. 2), то деформациями в направлении оси Z можно пренебречь ввиду их малости и определять прогиб заготовки по оси Y.

Чтобы определить упругие деформации оправки по оси Y, рассмотрим ее как балку, на которую действует перемещающаяся сила F. Согласно теории сопротивления материалов расчет балки постоянного поперечного сечения на изгиб под действием сил и моментов не представляет сложности. Рассмотрим аналитический способ решения задачи [9], основанный на дифференциальном уравнении изогнутой оси балки:

$$d^2\omega/dx^2 = M(x)/(EI_x x), \qquad (1)$$

где $d^2\omega$ — вторая производная от величины деформации; x — координата точки, в которой определяется деформация; $M(x)$ — момент приложенных сил; E — модуль нормальной упругости; I_x — осевой момент инерции поперечного сечения балки.

Проинтегрировав уравнение (1), получим обобщенное уравнение упругой линии по методу начальных параметров:

$$EI_x y_X = EIy_0 + EI\theta_0 \frac{x}{1!} + \\ + \sum_{i=1}^{n} M_i \frac{x^2}{2!} + \sum_{i=1}^{n} Q_i \frac{x^3}{3!} + \sum_{i=1}^{n} q_i \frac{x^4}{4!},$$

где EI_x — жесткость балки при изгибе; y_X — перемещение точки балки по оси Y; y_0, θ_0 — начальные параметры, определяемые из условий на опорах; M_i, Q_i, q_i — нагрузки, действующие на балку.

При обработке заготовку устанавливают в патрон и поджимают центром для минимизации отжатия под действием силы резания. Такому закреплению соответствует расчетная схема балки, один конец которой закреплен консольно, а другой установлен на подвижном шарнире (рис. 3, *а*), т. е. статически неопределимой балке. Граничные условия: $y = 0$ при $x = 0$; $y_0 = 0$ при $x = c$; $dy/dx = 0$. Для устранения статической неопределимости консольную заделку заменим неподвижным шарниром и моментом силы (рис. 3, *б*).

Разбив балку на участки с определенным шагом, определим прогиб в каждой точке по универсальному уравнению упругой линии, которое для данной балки имеет вид:

$$y = EI_x y_0 + EI_x \theta_0 x_F \pm \\ \pm \sum_{i=1}^{n} \frac{M_i (x_F - a_i)^2}{2!} \pm \sum_{i=1}^{n} \frac{F_j (x_F - b_j)^3}{3!},$$

где x_F — координата приложения силы F относительно заделки.

Расчет прогиба обрабатываемой заготовки под действием силы резания можно автоматизировать, определяя его в каждой точке траектории инструмента с заданным шагом. Для этого удобно использовать графический интерфейс программы Visual Basic 6.0.

Зубья винтовой оправки представляют совокупность винтовых поверхностей, к которым применимы те же параметры точности, что и к резьбовым деталям и их элементам. Для контроля точности резьбовых изделий, как правило, используют приведенный средний диаметр [10], который измеряют калибрами, имеющими ответную контролируемой детали резьбу. В этом случае оцениваются сразу несколько параметров резьбы: средний диаметр; шаг; углы профиля; точность формы резьбовой поверхности. Однако в данном случае подобный контроль осуществить крайне сложно, так как необходимо изготовить точный калибр с ответными впадинами на внутренней цилиндрической поверхности и комплект контркалибров. Для резьбовой поверхности сумма диаметральных допусков, обеспечивающих свинчивание резьб, не должна превышать допуск на приведенный средний диаметр детали, который в данном случае можно рассматривать как

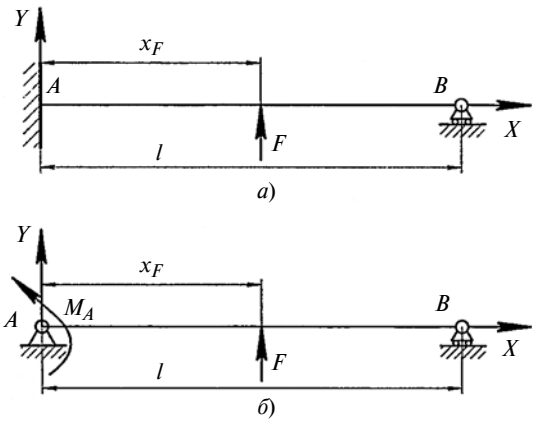


Рис. 3. Расчетные схемы статически неопределимой (*а*) и эквивалентной (*б*) балок

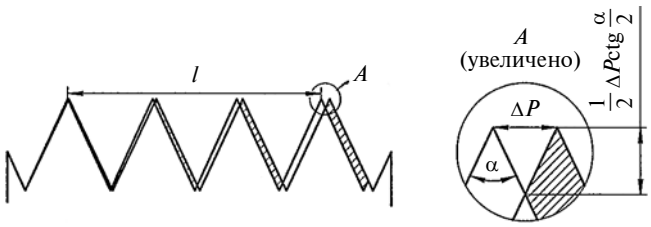


Рис. 4. Схема диаметральной компенсации погрешности шага

величину упругого отжатия обрабатываемой оболочки от оправки после снятия деформирующих сил (рис. 4).

В идеальном случае допуск не должен превышать величину упругого отжатия. В общем случае допуск на средний диаметр можно рассчитать по формуле

$$T_{\Delta D_2} = \Delta D_2 + f_P + f_\alpha.$$

Здесь ΔD_2 — погрешность собственно среднего диаметра резьбы; $f_P = \Delta P\mathrm{ctg}(\alpha/2)$ — диаметральная компенсация погрешности шага при симметричном профиле резьбы (ΔP — накопленная погрешность шага резьбы); $f_\alpha = 0{,}291h[\cos(\alpha/2)/\sin\alpha] \times [\Delta\alpha/\cos^2(\alpha/2)]$ — диаметральная компенсация погрешности углов профиля (h и $\Delta\alpha$ — высота и погрешность угла профиля резьбы).

Бочкообразность Δ оправки, возникающая в результате упругих отжатий при обработке, а также погрешность Δ' профиля выступа оправки затрудняют ее извлечение из оболочки после снятия нагрузки. При небольших погрешностях или их отсутствии после упругого восстановления оправка должна свободно извлекаться из оболочки. Однако погрешности (рис. 5) препятствуют свободному выходу оправки после обработки и требуются значительные усилия для ее извлечения. На рис. 5 обозначены: D_0 — диаметр отверстия; $d_п$ — диаметр прессовой оправки; S_0 — ширина винтовой впадины оправки; $S_п$ — толщина винтового выступа оправки; Δ — бочкообразность оправки; Δ' — погрешность профиля выступа оправки.

Полученные погрешности можно частично устранить корректировкой обработки на станке с ЧПУ. Для обеспечения высокой точности профиля выступа и устранения бочкообразности необходима дополнительная отделочная обработка винтовых оправок, относящихся к ответственным деталям, к которым предъявляются высокие требования по точности и шероховатости поверхности: отклонение от круглости <1 мкм; волнистость <0,2 мкм; отклонения от цилиндричности и прямолинейности образующей <2÷5 мкм; Ra = 0,02÷0,8 мкм; отсутствие дефектного слоя металла.

Такие требования можно обеспечить абразивной обработкой, например хонингованием абразивными брусками из стандартных и сверхтвердых материалов, которое, как правило, осуществляется при одновременном вращательном и возвратно-поступательном движениях хонинговального инструмента. При хонинговании отверстий (особенно при их точной обработке) подача или разжим брусков, установленных в хонинговальной головке, осуществляются при постоянном усилии или периодически при каждом двойном ходе инструмента [11].

Погрешности формы заготовки в виде конусности или бочкообразности изменяют давление бруска при обработке, что ухудшает условия обработки и снижает ее эффективность. Это объясняется тем, что в большинстве случаев контакт рабочей поверхности абразивного бруска с обрабатываемой заготовкой обеспечивается клиновой парой [12, 13].

Авторами предложена новая конструкция хонинговальной головки (рис. 6). Алмазные бруски *1* закрепляют механически в пазах сегмента кольца *2*. Сегменты устанавливают в разрезную гильзу *3* с продольной прорезью. Обжимной конус *4*, имеющий резьбу на внешней цилиндрической поверхности, через шарики *6* действует на гильзу *3*, которая сжимается и перемещает бруски *1* в радиальном направлении. Гильза *3* опирается на корпус *7* через шарики *5*. При обработке оправки с четным числом зубьев бруски устанавливаются симметрично и постепенно поджимаются обжимным конусом.

На производстве хонингование осуществляют на универсальном токарном станке. Вращение обжимному конусу, сегментам колец и брускам хонинговальной головки *1* (рис. 7) передается оправкой *2* с винтовым направлением зубьев. Оправка вращается с частотой n от шпинделя станка, а хо-

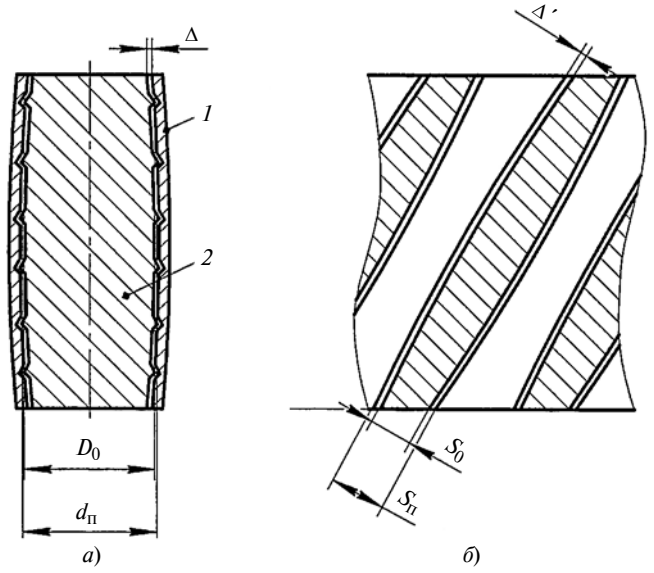


Рис. 5. Погрешности формы оправки, препятствующие ее извлечению из оболочки:
а — продольный разрез отштампованной детали *1* на оправке *2*; *б* — развертка цилиндрического сечения "винтовая оправка—отштампованная деталь" по внутреннему диаметру детали

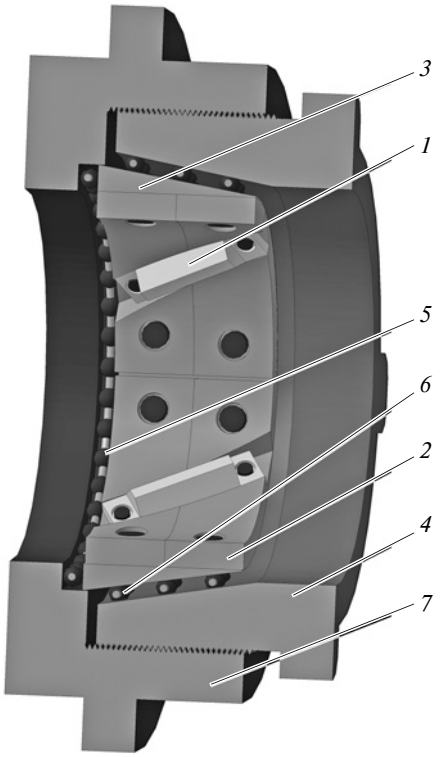


Рис. 6. Хонинговальная головка

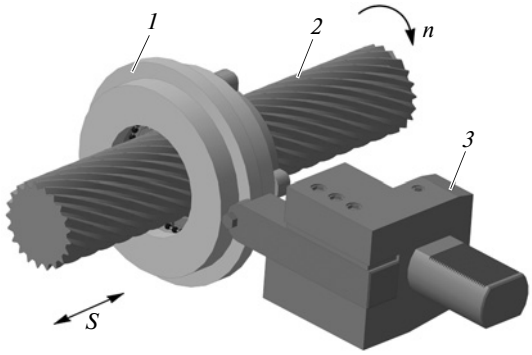


Рис. 7. Установка новой хонинговальной головки на резцедержателе токарного станка при хонинговании канавок оправки

нинговальная головка *1*, закрепленная с возможностью самоустановки в радиальном направлении в резцедержателе *3* получает осевую подачу *S*, согласованную с частотой вращения *n* шпинделя станка.

Хонингование обеспечивает получение точных поверхностей с параметром шероховатости $Ra = 0{,}16 \div 0{,}32$ мкм. Применение современных мелкозернистых брусков и отделочное хонингование обеспечивают параметр шероховатости $Ra = 0{,}06 \div 0{,}10$ мкм.

Выводы

Погрешность винтовой оправки, полученная при обработке точением или фрезерованием, превышает величину упругого восстановления корпуса после обжима, что и приводит к затруднениям при выпрессовке винтовой оправки. Погрешность хода винтовой линии дополнительно увеличивает приведенный натяг. При не очень больших значениях (0,01÷0,02 мм) эти погрешности существенно увеличивают приведенный средний диаметр оправки.

Для устранения отрицательного влияния погрешностей формообразования в технологический процесс следует ввести дополнительную отделочную операцию — хонингование винтовой поверхности оправки. При этом возможное изменение хода и профиля винтовых выступов не ухудшает эксплуатационные свойства оправки: для обеспечения требований по толщине перемычки (см. рис. 1) и свободного извлечения оправки из штампованной заготовки важно, чтобы эти параметры были постоянными по всей длине оправки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2248514 Рос. Федерации:** МПК^7 B 42F 12/24. Корпус осколочного боеприпаса.

2. **Пат. 2316403 Рос. Федерации:** МПК^7 B 21C 37/20. Способ формирования многозаходных спиральных рифлей.

3. **Ямников А. С., Волков Д. П., Маликов А. А.** Формообразование многозаходных винтовых выступов на прессовой оправке: Монография. Тула: ТулГУ. 2013. 146 с.

4. **Волков Д. П., Ямников А. С.** Методика расчета диаметров инструмента для получения цилиндрических заготовок // Известия ТулГУ. Технические науки. 2010. Вып. 2. Ч. 1. С. 140—146.

5. **Ямников А. С., Волков Д. П.** Расчет параметров пуансонов для получения винтовых внутренних канавок на полых цилиндрических заготовках // Инструмент и технологии. 2011. Вып. 3(33). С. 43—50.

6. **Ямников А. С., Волков Д. П.** Изготовление винтовых выступов на пуансоне // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2011. № 4/3(288). С. 99—104.

7. **Волков Д. П., Ямников А. С.** Технологические аспекты изготовления и контроля винтовых пуансонов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2011. № 6-2(290). С. 66—72.

8. **Волков Д. П., Ямников А. С.** Комплексная технология изготовления винтовых прессовых оправок // Известия ТулГУ. Технические науки. 2012. Вып. 11. Ч. 1. С. 292—298.

9. **Кузнецов В. П.** Теория получения резьб в длинных нежестких деталях: Монография. Тула: ТулГУ, 1999. 256 с.

10. **Апарин Г. А., Городецкий И. Е.** Допуски и технические измерения. М.: Машгиз, 1956. 734 с.

11. **Ямников А. С., Волков И. А., Васин Д. А.** Хонингование глубоких отверстий с непрямолинейной образующей // Сб. науч. тр. НТК. Ресурсосберегающие технологии машиностроения. М.: МААГМ, 1994. С. 105—110.

12. **Абразивная** и алмазная обработка материалов: Справочник / Под ред. д-ра техн. наук А. Н. Резникова. М.: Машиностроение, 1997. 391 с.

13. **Мильштейн И. З.** Чистовая обработка зубчатых колес. Киев: Техника, 1971. 166 с.

УДК 621.923.1.001.573

А. В. МОРОЗОВ, канд. техн. наук (Владимирский ГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых), e-mail: ntk_2005@rambler.ru

Износ алмазного инструмента при правке дискретных шлифовальных кругов

Исследовано изнашивание алмазного инструмента при правке сплошных и дискретных шлифовальных кругов. Получены зависимости для расчета износа алмазных зерен и правящего инструмента при правке инструмента с дискретной режущей поверхностью.

Ключевые слова: алмазный инструмент, абразивный материал, правка, шлифовальный круг, дискретная режущая поверхность.

The wear of a diamond tool at dressing of solid and discrete grinding wheels is investigated. The dependencies for wear calculation of single-point diamonds and a dressing tool at dressing of a tool with discrete cutting surface are obtained.

Keywords: diamond tool, abrasive material, dressing, grinding wheel, discrete cutting surface.

Для снижения себестоимости шлифованных изделий следует увеличивать ресурс дорогостоящих алмазных инструментов (карандаши, ролики, гребенки) для правки шлифовальных кругов. Этого можно достигнуть применением в процессе правки смазочно-охлаждающей жидкости; использованием шлифовальных кругов с дискретной режущей поверхностью, что уменьшает время контакта алмазных зерен с абразивным материалом в течение каждого оборота шлифовального круга. Наиболее эффективным направлением является уменьшение машинного времени, затрачиваемого на правку, т. е. суммарного времени пребывания алмазных зерен в абразивном материале шлифовального круга. Применение дискретных шлифовальных кругов позволяет, кроме того, повысить период стойкости шлифовального круга, что уменьшает число правок, а следовательно, износ алмазного правящего инструмента.

Режущая поверхность сплошных шлифовальных кругов не имеет участков, прерывающих процесс резания (протяженность мостиков связки между абразивными зернами не учитываем из-за их малости), поэтому время непрерывного контактного взаимодействия правящего инструмента с абразивным материалом в течение каждого оборота составляет:

$$\tau_{c1} = 60/n, \qquad (1)$$

где n — частота вращения шлифовального круга, подвергаемого правке, мин$^{-1}$.

Время контактного взаимодействия правящего инструмента с дискретным шлифовальным кругом за один его оборот зависит от размеров, числа и расположения дискретных участков на режущей поверхности и всегда меньше, чем при правке сплошных шлифовальных кругов.

Проанализируем правку режущей поверхности сплошного и дискретных шлифовальных кругов, работающих периферией: цельнопрессованного круга, выполненного в виде чередующихся выступов и впадин; сборного круга с абразивными сегментами; круга с радиальными отверстиями, выжженными лазерным лучом. Площадь периферийной режущей поверхности сплошного шлифовального круга, подвергаемой правке,

$$F_1 = 2\pi RB, \qquad (2)$$

где R и B — соответственно радиус цилиндрической режущей поверхности и высота шлифовального круга, мм.

Абсолютный износ (мкм) алмазного инструмента (карандаша) при правке сплошного шлифовального круга

$$u_1 = \frac{u_o}{10^6 v_{S1}} \pi DB, \qquad (3)$$

где u_o — относительный износ правящего инструмента, мкм/км; v_{S1} — скорость продольной подачи правящего инструмента, мм/об.

В формуле (1) выражение $\pi DB/(10^6 v_{S1})$ определяет путь, пройденный правящим инструментом в абразиве шлифовального круга. Цельнопрессованный дискретный шлифовальный круг имеет чередующиеся выступы *1* и впадины *2* (рис. 1, *а*), а сборный круг состоит из абразивных сегментов *1*, между которыми имеется воздушный промежуток *2* (рис. 1, *б*). В металлическом корпусе *3* выполнены продольные пазы, в которые вставлены абразивные сегменты *1*. Наружные площадки цилиндрической поверхности сегментов *1* образуют дискретную режущую поверхность инструмента, под-

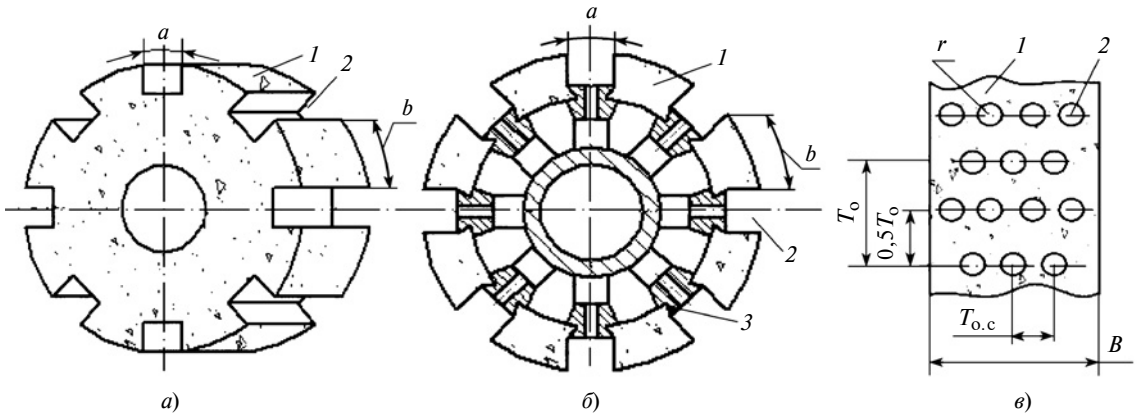


Рис. 1. Дискретные шлифовальные круги:
а — цельнопрессованный; *б* — сборный; *в* — с лазерной дискретизацией режущей поверхности

вергаемую правке. В шлифовальном круге *1* с лазерной дискретизацией режущей поверхности выполнены радиальные отверстия *2* (рис. 1, *в*), расположенные по образующим цилиндра в виде коротких и длинных рядов, параллельных оси вращения круга [1].

Площади режущей поверхности цельнопрессованного и сборного шлифовальных кругов определяются числом абразивных выступов (сегментов) и протяженностью режущих и прерывающих участков инструмента. При равенстве окружных длин впадины (a) и абразивного выступа (b) площадь режущей поверхности шлифовального круга

$$F_2 = \pi RB. \tag{4}$$

Рассмотрим общий случай, когда окружные длины впадины и абразивного выступа не равны ($a \neq b$). Тогда окружная длина впадины

$$a = \frac{2\pi R}{n_1} - b, \tag{5}$$

где n_1 — число абразивных выступов дискретного шлифовального круга.

Обозначим отношение протяженности абразивного выступа к протяженности впадины через $k = b/a$, тогда

$$a = b/k. \tag{6}$$

Отношение k может изменяться в широких пределах, но практический интерес представляют значения k в интервале от 1 до 4. Подставив формулу (5) в формулу (6), получим:

$$\frac{b(1+k)}{k} = \frac{2\pi R}{n_1}. \tag{7}$$

На основании выражения (7) определим соотношение площадей режущих поверхностей сплошного и дискретного (в виде выступов и впадин) шлифовальных кругов:

$$F_2 = (2\pi R - an_1)B = 2\pi RB - \frac{bn_1}{k}B = \\ = F_1 - \frac{bn_1}{k}B. \tag{8}$$

Абсолютный износ алмазного инструмента при правке дискретного шлифовального круга с выступами и впадинами (см. рис. 1, *а*, *б*) составляет:

$$u_2 = \frac{u_o Bn}{10^6 v_{S1} k}(\pi Dk - bn_1). \tag{9}$$

Относительный износ алмазного инструмента зависит от числа n_1 выступов и суммарной площади их режущих поверхностей, а также от отношения k. Зависимости (1)—(9) применимы для расчета износа алмазного карандаша при правках дискретного цельнопрессованного и сборного шлифовальных кругов, режущие поверхности которых состоят из чередующихся абразивных выступов.

Площадь режущей поверхности круга с лазерной дискретизацией (см. рис. 1, *в*) зависит от числа и радиуса выжженных отверстий:

$$F_3 = 2\pi[RB - 0,5\pi r^2 n_o(n_к + n_д)], \tag{10}$$

где r — радиус радиальных отверстий, выжженных лазерным лучом; $n_o = 2\pi R/T_o$ — число отверстий в одном окружном сечении инструмента; (T_o — окружной шаг радиальных отверстий); $n_к$, $n_д$ — числа отверстий соответственно в коротком и длинном ряду по высоте B шлифовального круга.

Для определения площади F_3 необходимо знать число радиальных отверстий, расположенных на режущей поверхности дискретного круга. Суммарное число n_Σ отверстий, расположенных на режущей поверхности, зависит от радиуса r отверстия, диаметра D и высоты B шлифовального круга. Окружной шаг $T_{o.c}$ отверстий, выжигаемых лазерным

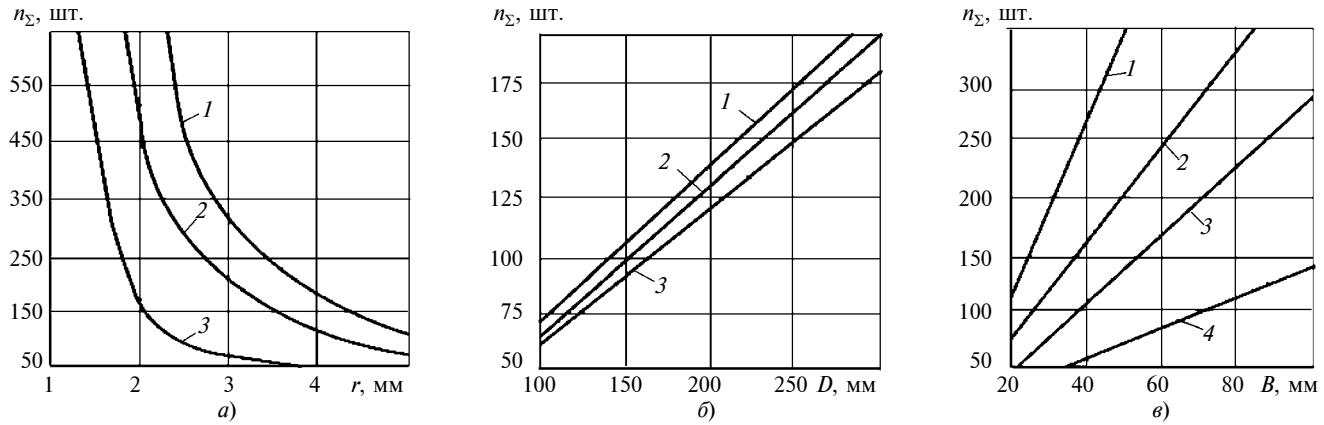


Рис. 2. Зависимости числа n_Σ отверстий на режущей поверхности дискретного круга от их радиуса (*а*), диаметра (*б*) и высоты (*в*)

лучом, определяется снижением температуры шлифуемой поверхности заготовки до значения, при котором не происходят структурные и фазовые превращения в обрабатываемом материале. Окружной шаг $T_{\text{о.с}}$ зависит от радиуса r выжигаемого отверстия и определяется неравенством:

$$3r < T_{\text{о.с}} < 4r. \qquad (11)$$

Число отверстий, расположенных по окружности режущей поверхности, $n_0 = \pi D/T_{\text{о}}$, а числа отверстий по образующей цилиндра в длинном и коротком рядах соответственно равны:

$$\left.\begin{aligned} n_{\text{д}} &= B/T_{\text{о.с}}; \\ n_{\text{к}} &= n_{\text{д}} - 1. \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

Суммарное число отверстий, размещенных на всей режущей поверхности круга,

$$n_\Sigma = n_{\text{о}}(n_{\text{д}} + n_{\text{к}}). \qquad (13)$$

С использованием расчетных формул (10)—(13) построены зависимости числа отверстий, размещенных на всей режущей поверхности шлифовального круга, от радиуса r отверстий, наружного диаметра D и высоты B инструмента при $r = 1 \div 5$ мм, диаметре дискретной режущей поверхности шлифовального круга $D = 50 \div 500$ мм и его высоте $B = 20 \div 100$ мм.

С увеличением радиуса r суммарное число n_Σ отверстий на режущей поверхности уменьшается [2]. Кривые *1—3* (рис. 2, *а*) описываются соответственно уравнениями:

$$n_\Sigma = \frac{-107r + 3{,}30 \cdot 10^3}{r^2} \text{ при } D = 500 \text{ мм}, B = 32 \text{ мм};$$

$$n_\Sigma = \frac{-20r + 1{,}98 \cdot 10^3}{r^2} \text{ при } D = 300 \text{ мм}, B = 25 \text{ мм};$$

$$n_\Sigma = \frac{-21r + 6{,}6 \cdot 10^2}{r^2} \text{ при } D = 100 \text{ мм}, B = 20 \text{ мм}.$$

Уменьшение n_Σ объясняется тем, что с увеличением радиуса r увеличивается площадь, занимаемая каждым радиальным отверстием, в то время как площадь режущей поверхности шлифовального круга при неизменных его габаритных размерах остается постоянной.

Линейные функции $n_\Sigma = f(D)$ и $n_\Sigma = f(B)$ возрастают при увеличении диаметра режущей поверхности D (рис. 2, *б*) и высоты B (рис. 2, *в*) дискретного шлифовального круга и описываются соответственно уравнениями:

линии *1—3* на рис. 2, *б*:

$$\left.\begin{aligned} n_\Sigma &= 0{,}71D \text{ при } r = 1 \text{ мм}; \\ n_\Sigma &= 0{,}66D \text{ при } r = 3 \text{ мм}; \\ n_\Sigma &= 0{,}61D \text{ при } r = 5 \text{ мм}; \end{aligned}\right\} \qquad (14)$$

линии *1—4* на рис. 2, *в*:

$$\left.\begin{aligned} n_\Sigma &= 7{,}3B - 36 \text{ при } D = 500 \text{ мм}; \\ n_\Sigma &= 4{,}4B - 21 \text{ при } D = 300 \text{ мм}; \\ n_\Sigma &= 2{,}9B - 14 \text{ при } D = 200 \text{ мм}; \\ n_\Sigma &= 1{,}5B - 7 \text{ при } D = 100 \text{ мм}. \end{aligned}\right\} \qquad (15)$$

По формулам (14), (15) можно рассчитать число радиальных отверстий на режущей поверхности шлифовальных кругов разных размеров и найти площади режущей поверхности для различных схем дискретизации.

Для сравнения разных конструкций шлифовальных кругов по критерию абсолютного износа алмазного правящего инструмента введем понятие приведенной протяженности участка, прерывающего резание. В одном цикле "резание—отдых" при работе круга с выжженными радиальными отверстиями приведенная протяженность участка, прерывающего резание, определена как отношение площади выжженных отверстий в пределах окружного шага $T_{\text{о}}$ к высоте дискретного шлифовального круга. Иными словами, приведенная протяженность

участка прерывания — это окружная протяженность условной впадины, площадь которой равна площади радиальных отверстий, расположенных в пределах одного цикла "резание—отдых".

Приведенная протяженность участка, прерывающего резание,

$$a_{\text{пр}} = \frac{\pi r^2 (n_{\text{к}} + n_{\text{д}})}{B}.$$

Тогда приведенная окружная протяженность режущего участка

$$b_{\text{пр}} = T_{\text{о}} - \frac{\pi r^2 (n_{\text{к}} + n_{\text{д}})}{B}.$$

Площади режущей поверхности сплошного круга и шлифовального круга с лазерной дискретизацией связаны равенством:

$$F_3 = F_1 - a_{\text{пр}} \frac{\pi DB}{T_{\text{о}}} = F_1 \left(1 - \frac{a_{\text{пр}}}{T_{\text{о}}}\right).$$

Абсолютный износ алмазного правящего инструмента при правке режущей поверхности шлифовального круга с лазерной дискретизацией

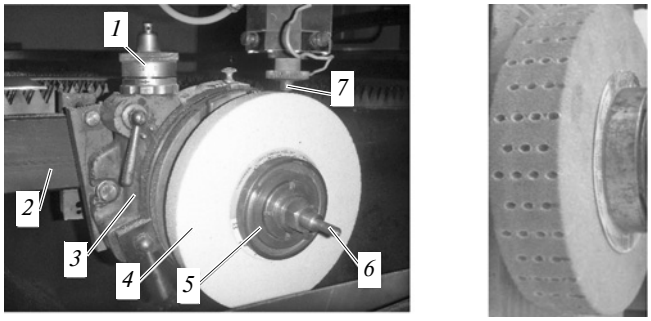
$$u_3 = \frac{u_{\text{о}} \pi DB}{10^6 v_{S1} T_{\text{о}}} (T_{\text{о}} - a_{\text{пр}}) =$$

$$= \frac{u_{\text{о}} \pi DB}{10^6 v_{S1} T_{\text{о}}} \left(T_{\text{о}} - \frac{\pi r^2 (n_{\text{к}} + n_{\text{д}})}{B}\right). \qquad (16)$$

В правой части выражения (16) указаны: размеры режущей поверхности сплошного шлифовального круга, число отверстий и радиус выжженных радиальных отверстий; скорость продольной подачи алмазного карандаша. Варьированием этих факторов можно управлять износом алмазного инструмента при правке шлифовального круга с лазерной дискретизацией режущей поверхности. На основании зависимостей (9) и (16) можно сравнить абсолютный износ алмазного инструмента при правках шлифовальных кругов разных конструкций.

Для экспериментальной проверки результатов анализа износа алмазного правящего инструмента изготовлены дискретные шлифовальные круги из стандартных кругов ПП 250×25×72 25AF46(K-M)6V ГОСТ Р 52381—2005, ГОСТ Р 52587—2006. На плоскошлифовальном станке 3Г71 правили шлифовальный круг со сплошной режущей поверхностью, дискретный круг с выступами и впадинами, а также круг с лазерной дискретизацией режущей поверхности.

Шлифовальный круг с выступами и впадинами (см. рис. 1, *а*) изготовили из стандартного круга путем вырезания впадин глубиной 5 мм, при этом



а) *б*)

Рис. 3. Экспериментальная установка для лазерной дискретизации режущей поверхности (*а*) и дискретный круг (*б*) после выжигания отверстий

длина впадины выполнена равной длине выступа. Шлифовальные круги с лазерной дискретизацией режущей поверхности изготовили на технологическом CO_2-лазере ТЛ-1000 (рис. 3, *а*), который является источником когерентного излучения с длиной волны 10,6 мкм.

Режим генерации — непрерывный и импульсно-периодический, номинальная мощность — 850 Вт, максимальная мощность — 1000 Вт, частота излучения — 100÷500 Гц, длительность импульса — 1,0÷0,2 мс, давление рабочей смеси газов — 5,33 кПа. На координатном столе *2* CO_2-лазера установили делительный стол *3* с шлифовальным кругом *4*, закрепленным во фланцах *5* и посаженным на оправку *6* (см. рис. 3, *а*). После прожигания отверстий двух средних рядов рукоятку *1* делительного стола поворачивали на центральный угол, соответствующий окружному шагу $T_{\text{о}}$ радиальных отверстий, и прожигали отверстия следующих двух рядов. Высокая точность угла поворота шлифовального круга (окружного шага $T_{\text{о}}$) обеспечивалась точностью универсального делительного стола.

Головкой *7* лазерной установки вырезали в шлифовальных кругах радиальные отверстия радиусом r = 0,90; 1,60 и 2,65 мм (рис. 3, *б*), что обеспечило разные численные значения отношения k длины режущего участка к длине участка, прерывающего резание.

Режимы правки шлифовального круга: скорость резания v = 35 м/с; глубина резания t = = 0,005÷0,020 мм; скорость продольной подачи алмазного карандаша v_S = 150÷300 мм/мин. Так как износ алмазных зерен после выполнения одного прохода правки невозможно измерить ввиду его малости, то для регистрации его величины проводили 30 проходов правки на каждом режиме. Правили режущую цилиндрическую поверхность дискретных шлифовальных кругов с разными значениями параметра k и характеристиками абразивного материала.

Износ алмазных зерен правящего карандаша измеряли на длинномере ИЗВ-1 с ценой деления

0,1 мкм, по результатам измерений построены зависимости изменения абсолютного износа при правке сплошного и дискретных шлифовальных кругов от отношения k (рис. 4).

При выполнении правок не были обнаружены сколы абразивного материала шлифовальных кругов и алмазных зерен правящего карандаша, что подтвердило возможность правки прерывистых режущих поверхностей шлифовального инструмента разной конструкции. Абсолютный износ алмазных зерен карандаша при правке сплошного шлифовального круга не зависит от отношения k (см. рис. 4, точка *A* на прямой *1*) и повышает износ алмазных зерен при правке дискретных кругов в 1,75—2,80 раза в зависимости от режима правки, что объясняется меньшим временем пребывания алмазных зерен в абразивном материале дискретных шлифовальных кругов.

Износ алмазного инструмента при правке шлифовального круга с лазерной дискретизацией режущей поверхности характеризует кривая *2*, а круга с выступами и впадинами — кривая *3*, которые при увеличении отношения k асимптотически приближаются к прямой *1*, характеризующей износ алмазного инструмента при правке сплошного шлифовального круга.

Кривые *2* и *3* свидетельствуют о возможности управления изнашиванием алмазного инструмента не только выполнением впадин, но и системным нанесением радиальных отверстий на режущую поверхность шлифовального круга. С увеличением k возрастают окружная протяженность режущих выступов цельнопрессованного дискретного шлифовального круга и приведенная протяженность $b_{пр}$ режущего участка круга с лазерной дискретизацией, что приводит к увеличению времени резания алмазными зернами, а следовательно, и абсолютного их износа.

Изменение глубины резания в процессе правки дискретных шлифовальных кругов в пределах

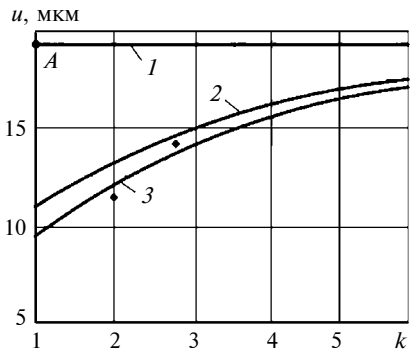


Рис. 4. Зависимости износа *u* алмазного инструмента от отношения *k* длин режущего и прерывающего резание участков рабочей поверхности круга при правке:
1 — сплошного шлифовального круга; *2* — круга с лазерной дискретизацией; *3* — круга с выступами и впадинами; точки — экспериментальные данные

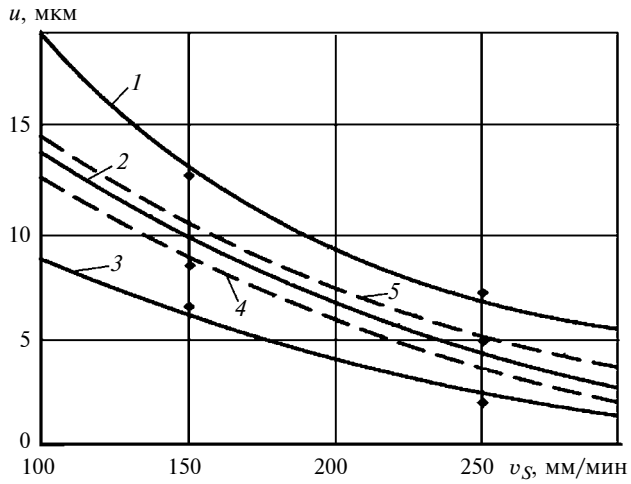


Рис. 5. Зависимости износа *u* алмазного инструмента от скорости v_S подачи при правке:
1 — сплошного круга; *2*, *3* — дискретных кругов с выступами и впадинами соответственно при $k = 3$ и $k = 1$; *4*, *5* — кругов с лазерной дискретизацией соответственно при $r = 0{,}9$ мм, $k = 2{,}8$ и $r = 2{,}65$ мм $k = 3{,}4$; точки — экспериментальные данные

$t = 0{,}005 \div 0{,}020$ мм сопровождается увеличением абсолютного износа алмазного инструмента в интервале $u = 9{,}3 \div 15{,}9$ мкм, что вызвано ростом силы резания—трения алмазных зерен о материал шлифовальных кругов.

Зависимости износа алмазных зерен от скорости v_S подачи алмазного инструмента (рис. 5) построены для данных: число проходов правки — 30; средний относительный износ алмазных зерен при правке абразивного материала 25AF46(K-M)6V $u_o = 1{,}1$ мкм/км, $D = 250$ мм; $B = 25$ мм; $n = 2740$ мин$^{-1}$, $v_S = 100$, 150, 200, 250 и 300 мм/мин.

Увеличение скорости подачи алмазного инструмента приводит к снижению абсолютного износа при правке как сплошного, так и дискретных шлифовальных кругов, что объясняется уменьшением числа оборотов круга, необходимых для выполнения алмазным инструментом каждого рабочего прохода правки. Износ при правке дискретного шлифовального круга с выступами и впадинами на 6÷8 % больше, чем при правке круга с лазерной дискретизацией режущей поверхности, что объясняется следующим.

Процесс снятия абразивного материала с дискретной режущей поверхностью круга с выступами и впадинами характеризуется перепадами силы резания от нуля (при перемещении алмазного карандаша относительно впадины) до максимального значения (при снятии абразива с выступа), что приводит к динамичности процесса правки. При правке шлифовального круга с лазерной дискретизацией режущей поверхности такого высокочастотного перепада силы резания не происходит: она не принимает нулевых значений из-за участков абразива, расположенных между радиальными отвер-

стиями как в осевом, так и окружном направлениях. Это вызывает уменьшение уровня вибрации элементов технологической системы при правке круга с лазерной дискретизацией режущей поверхности.

В результате экспериментальных исследований впервые получено значение относительного износа алмазного правящего инструмента при точении указанного выше абразивного материала, что позволяет рассчитывать абсолютный износ алмазного инструмента при известных режимах правки и схеме дискретизации режущей поверхности, реализованной в шлифовальном круге. Величиной износа алмазного инструмента при правке шлифовального круга с лазерной дискретизацией режущей поверхности можно управлять изменением числа и радиуса радиальных отверстий.

Полученные математические зависимости позволяют рассчитывать износ алмазных зерен при правках различного шлифовального инструмента, на основании чего возможно прогнозирование расхода дорогостоящего алмазного материала при выполнении технологических операций шлифования деталей машин. Применение шлифовальных кругов с лазерной дискретизацией режущей поверхности позволяет уменьшить износ алмазного правящего инструмента, а результаты проведенных исследований — выбирать наиболее выгодный режим правки дискретных шлифовальных кругов, обеспечивающий минимальный расход дорогостоящего алмазного инструмента.

Наибольшая экономия алмазного инструмента достигается, если правку дискретных шлифовальных кругов выполнять с глубиной резания не более 0,010 мм. Такой слой абразива снимается при черновом проходе правки, после которого рекомендуется чистовой проход с глубиной резания 0,005 мм. В этих условиях достигается снижение расхода алмазного правящего инструмента и экономное использование абразивного материала дискретных шлифовальных кругов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2385216 Рос. Федерации:** МПК B24D, 7/00. Дискретный шлифовальный инструмент.

2. **Гусев В. Г., Морозов А. В.** Плоское периферийное шлифование дискретными кругами: Монография. Йошкар-Ола: Коллоквиум, 2012. 222 с.

УДК 621.91.01

О. Ю. ЕРЕНКОВ, д-р техн. наук (Комсомольский-на-Амуре ГТУ), А. П. БОГАЧЕВ, канд. техн. наук (Тихоокеанский ГУ), e-mail: erenkov@list.ru

Комбинированный способ точения полимерных материалов на основе электромагнитного облучения заготовки[1]

Предложена токарная обработка заготовок из капролона с облучением наносекундными электромагнитными импульсами, которое способствует разупрочнению поверхностного слоя и позволяет повысить скорость резания.

Ключевые слова: токарная обработка, капролон, электромагнитное облучение, разупрочнение, производительность.

The turning machining of caprolon billets with irradiation by nanosecond electromagnetics pulses, which causes softening of surface layer and allows increasing cutting speed, is suggested.

Keywords: turning machining, caprolon, electromagnetic irradiation, softening, capability.

Резание полимерных материалов отличается от резания металлов, что обусловлено их свойствами [1], поэтому на сегодняшний день высокоскоростная и высокопроизводительная токарная обработка полимерных материалов — задача, еще не решенная.

Производительность токарной обработки полимерных материалов зависит от стойкости режущего инструмента и качества обработанной поверхности. В настоящее время режимы обработки и параметры режущей части инструмента назначаются без учета состояния структуры полимерного материала, что снижает производительность обработки.

Решением поставленной задачи является разработка высокопроизводительной обработки полимерных материалов путем изменения структуры материала электрофизическим воздействием для снижения энергосиловых параметров токарной обработки.

Экспериментальные исследования

Исследованиями установлено [2], что для изменения структуры, а следовательно, свойств полимерных материалов используют термообработку, обработку ультразвуковыми колебаниями, магнит-

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ, проект № 3767.

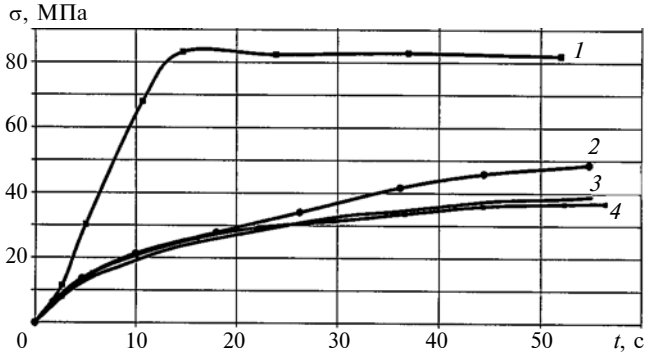


Рис. 1. Зависимости изменения предела σ вынужденной эластичности капролона от времени *t* = 1 (*2*), 5 (*3*), 10 мин (*4*) облучения НЭМИ и без облучения (*1*)

ными и электрическими полями, электромагнитными импульсами.

Исследовали прочность полимерного материала в зависимости от параметров обработки образцов наносекундными электромагнитными импульсами (НЭМИ). В качестве исследуемого материала использовали капролон, который широко применяют для изготовления деталей разного назначения. Для создания НЭМИ применяли генератор ГНИ-01-1-6 (Южно-Уральский ГУ) со следующими параметрами: продолжительность импульсов 1 нс; мощность одного импульса более 1 МВт; амплитуда импульсов более 8 кВ; максимальная допустимая частота генерирующих импульсов 1000 Гц; напряженность электрического поля $10^5 \div 10^7$ В/м.

Особенность наносекундных электромагнитных импульсов — их однополярность, что обусловливает отсутствие осциллирующих колебаний в излучаемом поле, в результате чего возникает пространственно-временное направленное силовое воздействие, за время одного импульса изменяющее структуру и физико-химические свойства материала [3].

Проводили экспериментальные исследования влияния облучения НЭМИ на прочность капролона. На первом этапе плоские образцы капролона в форме двусторонних лопаток с прямоугольным сечением размерами 3×2 мм в рабочей зоне подвергали воздействию НЭМИ в течение 1÷10 мин. Затем образцы подвергали одноосному растяжению, нагружая на установке АЛА ТОО ИМАШ 20-75. Кривую нагружения $\sigma = f(\tau)$ регистрировали с помощью самописца разрывной установки. Испытания проводили при постоянных условиях, температура, влажность, скорость и нагружение соответствовали рекомендациям ГОСТ 11262—80 для одноосного растяжения.

На рис. 1 представлены экспериментальные данные по изменению параметра прочности, т. е. предела δ вынужденной эластичности капролона от времени воздействия НЭМИ. Анализ полученных данных показал, что облучение капролона снижает прочность образцов. Объясняется это следующим.

Физико-механические свойства полимерных материалов изменяются из-за электронного возбуждения полимерной структуры при электрофизическом воздействии [4]. При электронном возбуждении полимерных цепей снижается энергия ее связи, что уменьшает механическую стабильность нагруженной полимерной сетки и способствует разрыву цепи, разрушению или распространению микротрещин, увеличению числа дефектов, т. е. разрыхлению и охрупчиванию, а следовательно, снижению механической прочности материала.

Новые способы токарной обработки

На основании экспериментальных данных разработан способ обработки капролона [5] высокой производительности, обеспечивающий высокие физико-механические свойства изделия. Перед точением заготовку из капролона обрабатывают НЭМИ. Для этого ее закрепляют в токарном станке. К торцам заготовки с помощью электродов подключают генератор и обрабатывают НЭМИ. Затем заготовку отсоединяют от генератора и обрабатывают на токарном станке резцами.

Предложено усовершенствование обработки капролона [6], для этого разработано устройство [7]. Облучение заготовки осуществляется одновременно с резанием, при этом в качестве электродов используются резец и скользящий элемент, которые контактируют с заготовкой из капролона и изолированы от металлических частей станка.

На рис. 2 приведена схема устройства для обработки заготовок из капролона. Заготовку *1* за-

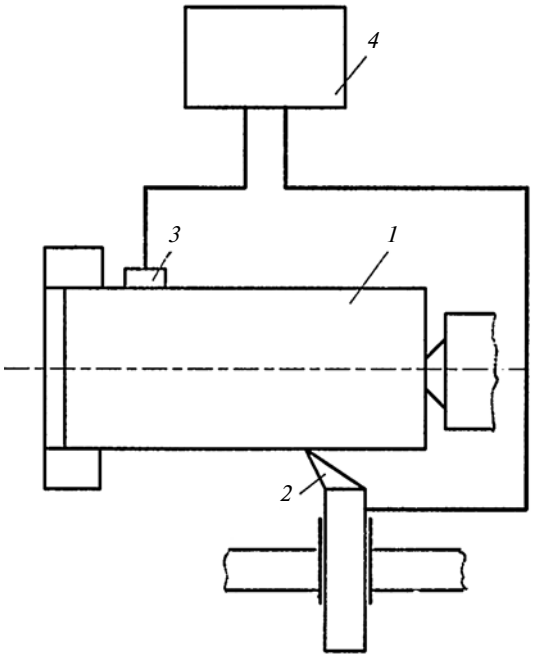
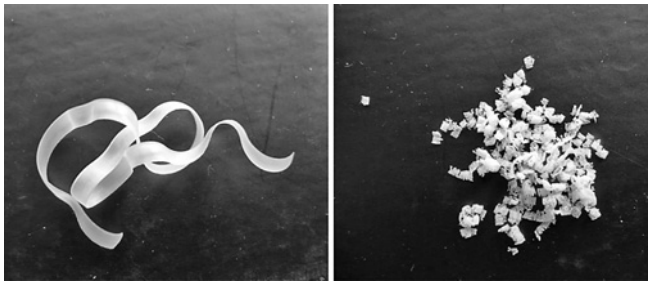


Рис. 2. Схема устройства для обработки заготовок из капролона



а) *б*)

Рис. 3. Стружки капролона при традиционном точении заготовки из капролона (*а*) и с облучением НЭМИ (*б*)

крепляют в токарном станке. К инструменту *2* и скользящему элементу *3* с помощью зажимов подключают генератор *4* НЭМИ и осуществляют механическую обработку. Облучение способствует разупрочнению поверхностного слоя заготовки, что позволяет увеличить скорость резания, а следовательно, повысить производительность токарной обработки.

Разупрочнение материала в результате обработки НЭМИ подтверждают фотографии стружек, полученные при токарной обработке капролона. Сливная стружка (рис. 3, *а*) образуется в результате вязкого разрушения материала под действием инструмента. При воздействии НЭМИ характер стружкообразования изменяется — образуется элементная стружка (рис. 3, *б*) в результате хрупкого разрушения материала. При токарной обработке заготовок измеряли составляющую P_z силы резания с помощью балочного датчика силы СВ1А-К3, закрепленного на резце [8]. При традиционном точении заготовки из капролона составляющая P_z силы резания составляет 25 кН, а при точении заготовки с одновременным облучением НЭМИ сила резания снижается до 12 кН, что объясняется разупрочнением поверхностного слоя заготовки, которое происходит в результате развития имеющихся и образования новых внешних и внутренних дефектов в виде микротрещин.

Параметры токарной обработки [8, 9]: скорость резания 145 м/с; продольная подача 0,1 мм/об; глубина резания 1 мм.

Таким образом, разработана высокопроизводительная токарная обработка полимерных материалов с применением облучения заготовки НЭМИ. Необходимы исследования, устанавливающие связи между изменениями в структуре различных полимерных материалов от параметров режима облучения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Еренков О. Ю.** Инновационные технологии механической обработки полимерных материалов резанием. Комсомольск-н/А: КнАГТУ, 2014. 202 с.
2. **Еренков О. Ю.** Технология получения и обработка резанием полимерных композиционных материалов. Комсомольск-н/А: КнАГТУ, 2014. 143 с.
3. **Наносекундные** электромагнитные импульсы и их применение / В. С. Белкин, В. А. Бухарин, В. К. Дубровин и др. / Под ред. В. В. Крымского. Челябинск: Изд-во Южно-Уральского ГУ, 2001. 110 с.
4. **Карташов Э. М., Цой Б., Шевелев В. В.** Структурно-статистическая кинетика разрушения полимеров. М.: Химия, 2002. 736 с.
5. **Пат. 2494864 Рос. Федерации:** МПК B 29 C 37/00. Способ обработки заготовок из пластмасс.
6. **Пат. 2503538 Рос. Федерации:** МПК B 29 C 37/00. Способ обработки заготовок из капролона.
7. **Пат. 2518595 Рос. Федерации:** МПК B 29 C 37/00. Устройство для обработки заготовок из пластмасс.
8. **Erenkov O. Yu., Erenkov S. O., Radchenko M. V.** Experimental study of the effect of engineering system condition during turning polymer materials on machined surface roughness // Chemical and Petroleum Engineering. V. 49. 2013. N 7, 8. P. 491—494.
9. **Еренков О. Ю., Ивахненко А. Г.** Математическая модель нелинейных колебаний и определение условий нестабильности технологической системы при точении // Ученые записки Комсомольского-на-Амуре ГТУ. Науки о природе и технике. 2010. № I-1 (1). С. 45-51.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 621.03

А. А. ЗЮЗИН, И. С. КОНСТАНТИНОВА, кандидаты технических наук,
Б. Н. КАЗЬМИН, М. Д. ЮРОВ (Липецкий ГТУ), e-mail: kaf-ts@stu.lipetsk.ru

Технологическое обеспечение качества обработки отверстий закаленных деталей тонким растачиванием резцами из сверхтвердых материалов

Представлены результаты исследования точности и качества обработки отверстий закаленных деталей при тонком растачивании резцами из сверхтвердых материалов. Установлены рациональные режимы резания для обеспечения заданной точности и параметров шероховатости обработанной поверхности.

Ключевые слова: растачивание, отверстие, твердость, инструмент, Эльбор-РМ, Гексанит-Р, базирование, точность, отклонение формы, круглость, цилиндричность, шероховатость, спектры амплитуд.

The research results of accuracy and machining quality of holes of hardened parts at fine boring by cutters from superhard materials are presented. The optimal cutting modes for providing the specified accuracy and roughness parameters of a machined surface are determined.

Keywords: boring, hole, hardness, tool, CBN-RM, Hexanit-R, referencing, accuracy, shape deviation, roundness, cylindricity, roughness, amplitude spectrums.

Традиционный метод получения точных отверстий в закаленных до высокой твердости (55÷65 *HRC*) деталях — внутреннее шлифование — связан с определенными технологическими трудностями. Особенно это относится к обработке поверхностей в упор или нескольких ступенчатых поверхностей. При этом из-за интенсивного скалывания торцевых кромок шлифовального круга быстро теряется точность его профиля, что обусловливает большие погрешности при обработке отверстий. Поэтому возникает необходимость в частой правке шлифовального круга.

Кроме того, при шлифовании в зоне резания возникает высокая температура, что является причиной возникновения прижогов, сетки микротрещин и снижает микротвердость. При этом в поверхностном слое формируются неблагоприятные напряжения растяжения, которые снижают эксплуатационные показатели детали. Кроме того, при такой обработке деталей точность не обеспечивается постоянной наладкой технологической системы, а достигается методом пробных проходов. Поэтому в настоящее время чаще применяют тонкое растачивание отверстий резцами из сверхтвердых материалов (СТМ), таких, например, как Эльбор-РМ и Гексанит-Р. Резцы из данных СТМ применяют при чистовой и окончательной обработке при изготовлении таких деталей, как гильзы цилиндров двигателей и компрессоров, зубчатые колеса, валы (посадочные отверстия), а также при их ремонте.

Для тонкого растачивания гильз и других деталей типа втулок, посадочных отверстий под подшипники в полых валах приняты схемы базирования и разработаны приспособления, обеспечивающие их центрирование в установочных (центрирующих) кольцах с прижимом детали прихватами к упору торцом. При таком базировании и закреплении исключается радиальное приложение зажимных сил и влияние упругих деформаций деталей на точность формы обрабатываемых поверхностей от действия сил закрепления.

При тонком растачивании посадочных отверстий зубчатых колес принято базирование по делительной окружности зубчатого венца для минимизации радиального биения относительно сборочной базы.

Настройка резца на размер при тонком растачивании осуществляется с помощью индикаторного приспособления микрометрическим винтом расточной оправки.

Под качеством обработки поверхности в машиностроении понимают совокупность свойств обработанной поверхности, определяющих наиболее полное соответствие ее функциональному назначению и отличающих данную поверхность от других. В данном случае качество обработанной поверхности характеризуется точностью размеров, формы и взаимного расположения, шероховатостью, волнистостью и физико-механическим состоянием поверхностного слоя. Последнее определяется твердостью, микротвердостью, характером, величиной и глубиной залегания внутренних остаточных напряжений, деформацией кристаллической решетки, структурными и фазовыми превращениями в материале.

Показатели качества поверхностей изготовляемых деталей формируются на всех этапах производственного процесса и их технологическое обеспечение весьма актуально. При резании технологическую систему "станок—приспособление—инструмент—заготовка" следует рассматривать как сложную динамическую систему, в которой действуют переменные силы резания и частотные возмущения разных диапазонов, в результате воздействия которых возникают погрешности размеров, форм и микрогеомет-

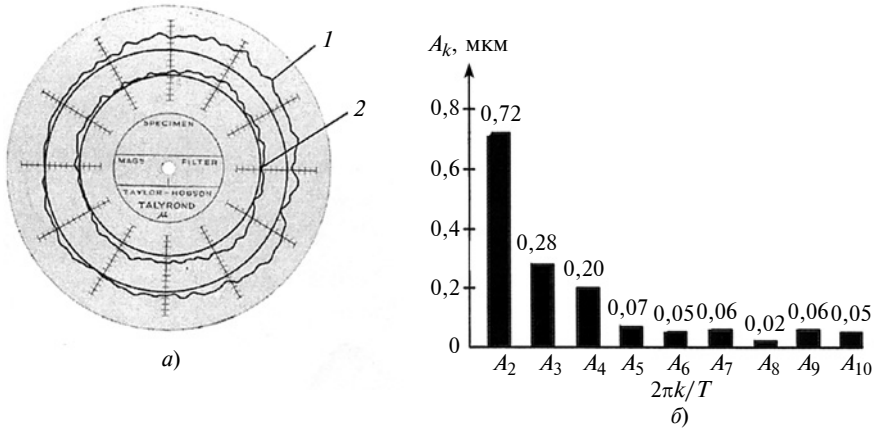


Рис. 1. Круглограмма (*а*) и усредненный линейчатый спектр амплитуд гармонических составляющих некруглости (*б*) посадочной поверхности отверстия ВОМ:
1 — $\Delta R_1(\varphi_i)$ = 3,6 мкм; *2* — $\Delta R_2(\varphi_i)$ = 2,9 мкм

рии поверхности. Совокупность всех неровностей сопряженных поверхностей при сборке деталей предопределяет фактические площади контактов, характер их взаимодействия и определяет эксплуатационные показатели сборочных соединений.

Согласно российским стандартам нормирование отклонений формы от круглости определяется как максимальное отклонение реального профиля от вписанной в круглограмму или описанной вокруг нее окружности, положение которой определяется тремя и более случайными точками реального профиля. Отклонение от круглости определяется в контролируемом поперечном сечении. Отклонение от цилиндричности определяется множеством отклонений от круглости соответствующих поперечных сечений, т. е. как наибольшее отклонение реальной поверхности от вписанного или описанного цилиндра.

Использование для поверхностей вращения описанных и вписанных окружностей и цилиндров в качестве баз отсчета вызвано тем, что они соответствуют условиям сопряжения и функционирования при посадках с нулевыми зазорами. Однако при таком подходе во многих случаях невозможно однозначно измерить валы и отверстия даже в близлежащих сечениях. Отклонения от круглости и цилиндричности в близлежащих сечениях могут отличаться на 10÷15 % и более.

В стандартах Великобритании при определении отклонений от круглости за базу отсчета применяется средняя окружность, полученная по принципу наименьших квадратов.

Кругломеры TALYROND мод. 73-P, 440, 450 фирмы "TAILOR-HOBSON" оснащены программным обеспечением для гармонического анализа отклонений от формы и концентричности исследуемых профилей поверхностей деталей, в том числе коленчатых и распределительных валов, блоков цилиндров и др.

По множеству профилей поверхности вращения в фиксированных поперечных сечениях выявляются амплитуды неконцентричности их геометрических центров в общем спектре гармонических составляющих результирующих отклонений.

Комплексным параметром отклонений текущего радиус-вектора $\Delta R_i(\varphi_i)$ от круглости и концентричности геометрического центра контролируемого профиля относительно оси вращения является радиальное биение.

В общем случае отклонения формы поверхности и радиальное биение тел вращения в исследуемом поперечном сечении можно представить тригонометрическим полиномом Фурье *p*-го порядка:

$$\Delta R_i(\varphi_i) = \sum_{k=1}^{k=p} A_k \sin(k\varphi_i + \gamma_k), \quad (1)$$

где A_k и γ_k — амплитуда и начальная фаза *k*-й гармонической составляющей отклонений текущего радиус-вектора $\Delta R_i(\varphi_i)$ профиля поперечного сечения поверхности относительно оси вращения детали; *p* — порядок полинома, т. е. число его членов; φ_i — текущий угол, т. е. угол поворота радиус-вектора относительно начала отсчета.

Члены тригонометрического полинома (1) определяют текущую величину отклонений радиус-вектора $\Delta R_i(\varphi_i)$ элементарных погрешностей обработки: первый — эксцентриситет профиля относительно оси вращения; второй — эллипсность; третий — огранку с трехвершинным профилем и т. д.

Так как гармонические составляющие разных частот не коррелированны между собой, дисперсию радиального биения контролируемого профиля находим по формуле

$$D_{A_k} = \sum_{k=1}^{k=p} \frac{A_k^2}{2}, \quad (2)$$

это позволяет определить значимость каждой гармонической составляющей в результирующих отклонениях профиля.

Определив спектры амплитуд и фазы гармонических составляющих погрешностей формы и расположения основных поверхностей детали [1, 2], можно выявить доминирующие технологические факторы, порождающие их, и разработать технологические мероприятия по их снижению.

На рис. 1 представлены круглограммы и линейчатый спектр

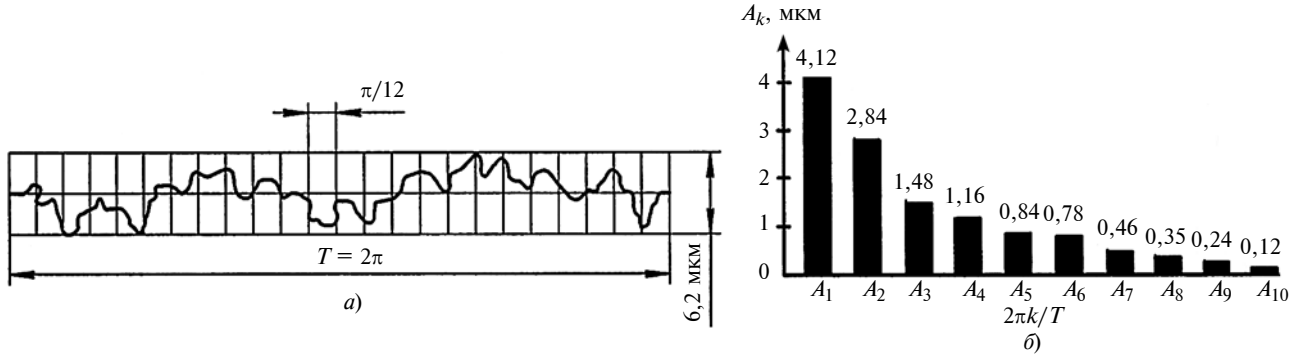


Рис. 2. Осциллограмма (*а*) и усредненный линейчатый спектр амплитуд радиального биения (*б*) шпинделя алмазно-расточного станка ОС-249

амплитуд гармонических составляющих некруглости двух поперечных сечений (*1* и *2*) на расстоянии 10 мм посадочной поверхности отверстия вала отбора мощности (ВОМ) после ее растачивания резцом из Эльбора-РМ на алмазно-расточном станке ОС-249. Максимальное отклонение радиус-вектора $\Delta R_i(\varphi_i)$ от круглости в этих сечениях соответственно составили $\Delta R_1(\varphi_i)$ = = 3,6 мкм и $\Delta R_2(\varphi_i)$ = 2,9 мкм.

В спектре амплитуд гармонических составляющих некруглости обработанной поверхности доминируют гармоники второго, третьего и четвертого порядков, что связано с радиальным биением шпинделя станка.

На рис. 2 представлены типовая осциллограмма и усредненный линейчатый спектр амплитуд радиального биения шпинделя алмазно-расточного станка ОС-249, полученные при оценке геометрической точности станка на холостом ходу. Исследования осциллограмм радиального биения шпинделя станка на основании гармонического анализа показали, что в спектрах амплитуд результирующих отклонений также доминируют гармонические составляющие низких частот. Заметим, что при резании с увеличением частоты вращения шпинделя его радиальное биение уменьшается [3].

При растачивании отверстий в закаленных деталях резцами из сверхтвердых материалов, как правило, применяют следующий режим резания: глубина резания t = 0,4÷0,5 мм; подача S = = 0,07÷0,09 мм/об; скорость резания v = 85÷100 м/мин. Данный режим обеспечивает седьмой квалитет точности по отклонениям от круглости и цилиндричности — 4÷5 степени (ГОСТ 24643—81), параметры шероховатости поверхности: Ra = 0,40÷0,63 мкм; Rz = 1,6÷2,0 мкм; R_{max} = = 1,6÷2,2 мкм; Sm = 0,05÷0,07 мм; средний шаг неровностей по вершинам 0,06÷0,08 мм (восьмой класс по ГОСТ 2789—73).

Зависимость изменения относительной опорной длины t_p профиля от уровня p сечения профиля представлена на рис. 3. Сжимающие остаточные напряжения

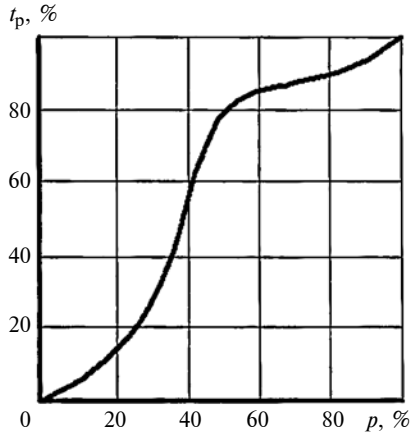


Рис. 3. Зависимость изменения относительной опорной длины t_p профиля поверхности отверстия от уровня *p* сечения профиля после тонкого растачивания резцом из Эльбор-РМ

в закаленном слое детали составляют от −350 до −470 МПа.

Для повышения размерной точности (до шестого квалитета), точности по отклонениям от круглости и цилиндричности (до третьей степени по ГОСТ 24643—81) и уменьшения шероховатости поверхности (до девятого класса по ГОСТ 2789—73) необходимо использовать режим резания: t = 0,15÷0,25 мм; S = 0,02÷0,05 мм/об; v = 110÷ 125 м/мин.

Стойкость резцов из Эльбора-РМ и Гексанита-Р составляет T = 40÷50 мин. Установлено, что тонкая обработка отверстий в закаленных деталях резцами из СТМ Эльбор-РМ и Гексанит-Р обеспечивает высокие точность и качество обработанной поверхности, повышает производительность в 2—3 раза по сравнению с операцией шлифования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сухов М. Ф., Зюзин А. А.** О контроле радиального биения деталей // Известия вузов. Машиностроение. 1976. № 1. С. 174—178.

2. **Зюзин А. А., Казьмин Б. Н.** Оценка отклонений формы поверхностей трения в подшипниках скольжения // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2006. № 6. С. 38—39

3. **Юркевич В. В.** Параметрическая точность токарного станка // Вестник машиностроения. 1999. № 9. С. 30—32.

УДК [621.9.014: 621.833.1].001.57

С. И. ТАХМАН, д-р техн. наук, О. А. ТЮКАЛОВ (Курганский ГУ), e-mail: oleg.ksa@yandex.ru

Особенности формообразования впадин цилиндрических зубчатых колес при обработке червячными фрезами

Рассмотрены особенности формирования зубчатого венца при нарезании зубчатого колеса зубофрезерованием, учет которых уточняет расчет силы резания и позволяет оптимизировать процесс зубообработки.

Ключевые слова: червячная фреза, производящая рейка, линия зацепления, режущий выступ рейки, зуб фрезы, режущая кромка, единичный рез.

The features of formation of tooth rim at gear cutting by hobbing, consideration of which specifies the analysis of cutting force and allows optimizing gear machining process, are considered.

Keywords: hobbing cutter, counterpart rack, pressure line, cutting rake ledge, cutter tooth, cutting edge, single cut.

Зубообработка зубчатых колес имеет свои особенности. Затрудненное удаление обрабатываемого материала из впадин приводит к беззазорному чистовому формированию криволинейных боковых поверхностей зубьев колес. Предполагается, что при удалении последнего тонкого слоя материала на передней поверхности каждого зуба червячной фрезы образуются единичные срезы трех типов: угловые (в зоне врезания), парные (по одному на обеих прямолинейных режущих кромках зуба) и коробчатые (при совместной работе двух парных и вершинной режущей кромок).

Начальный контакт режущего зуба с удаляемым материалом впадины происходит в конкретной точке, положение которой определяется отношением длины наружной окружности нарезаемого колеса к шагу зубьев червячной фрезы. Это отношение определяет так называемый ориентирующий угол между осями симметрии входящего зуба фрезы и нарезаемой впадины колеса. Величина угла (как начальная, так и на последующих этапах формообразования зуба) изменяется при соответствующих резах. Может изменяться и начальная высота угла вхождения зуба червячной фрезы, что зависит от допуска на диаметр зубчатого колеса. Это приводит к незначительной разнице площадей срезов и силовых нагрузок при обработке разных впадин.

Эвольвентные профили обеих боковых поверхностей впадин формируются срезанием чистового припуска обеими прямолинейными режущими кромками зуба фрезы по разнонаправленным наклонным линиям зацепления для каждой из сторон зуба колеса. При беззазорном петельном повороте зуба фрезы на дне впадины контакты правой (ПРК) и левой (ЛРК) режущих кромок с боковыми поверхностями впадины изменяются по диагональной схеме профилирования ножки и головки нарезаемого зуба колеса. До полного выхода из зоны резания зуб фрезы смещается по высоте впадины в соответствии с расположением режущих выступов на своих линиях зацепления. При этом только в момент прохождения полюса зацепления обеими режущими кромками возникает мгновенный тройной контакт зуба фрезы с боковыми поверхностями впадины, третья точка контакта располагается на оси симметрии впадины.

Знание кинематических особенностей работы червячных фрез, по нашему мнению, позволит оптимизировать операции зубообработки, определить положение и размеры контактных площадок и действующие на них силы. Сложность оптимизации процесса зубообработки подтверждается отсутствием физически обоснованных подходов к разработке нормативов силовой обработки, в частности, для червячных передач большой мощности и с большими передаточными отношениями. Для определения допустимых режимов необходимо установить физически обоснованные ограничения в соответствии с паспортными данными.

На рис. 1 приведена схема зацепления производящей рейки червячной фрезы и цилиндрического колеса при нарезании впадин на полную глубину. Вращающаяся фреза, воспроизводящая в пространстве движущуюся бесконечную рейку заданного модуля, при вращении колеса формирует криволинейные боковые поверхности впадины двумя прямолинейными режущими кромками и одной вершинной режущей кромкой каждого выступа.

В рассматриваемом сегменте формируемой впадины встречные наклонные линии зацепления ПРК и ЛРК зуба фрезы проходят через полюс P зацепления, смещающийся при вертикальной подаче. Каждая из Z производящих реек (по числу зубьев на торце фрезы) имеет ряд режущих выступов (зубьев по ширине фрезы), которые при вращении фрезы за счет угла подъема витков в каждом сег-

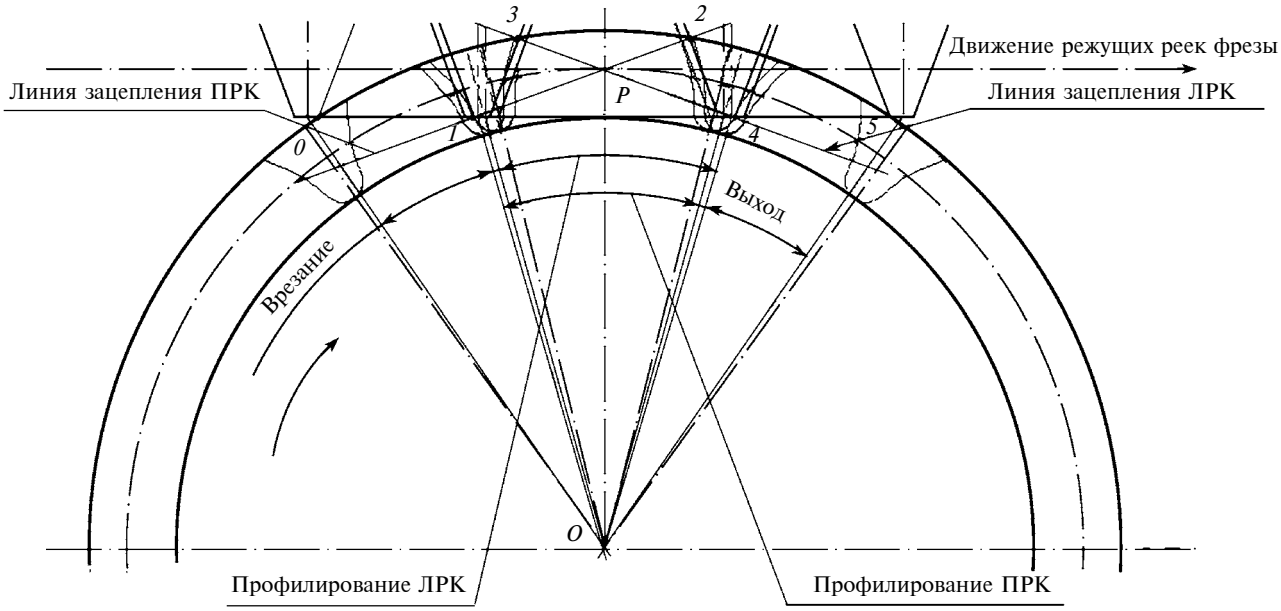


Рис. 1. Схема зацепления производящих реек червячной фрезы с нарезаемым зубчатым колесом при формообразовании одной впадины (номера режущих кромок фрезы указаны со стороны фрезы)

менте впадины формируют по шесть неподвижных специфических точек, являющихся условными границами зон резания [1].

Точки 0, 1, 2 определяют работу ЛРК; точки 3, 4, 5 — ПРК для всех реек фрезы, нарезающих впадину колеса (зоны профилирования каждой впадины обозначены на рис. 1). При движении от точки 0 до точки 1 в зоне врезания заканчивается удаление основного объема металла из впадины; точка 1 является началом зоны профилирования контура впадины. Зона врезания наиболее нагружена силами резания, режущие кромки снимают окончательный чистовой припуск с боковых поверхностей впадины, т. е. формируется точный контур впадины. Припуск по линиям зацепления: для левых режущих кромок от точки 1 до точки 2; для правых — от точки 3 до точки 4. Вблизи полюса *P* зацепления вершинной и боковыми режущими кромками зубьев фрезы формируются переходные участки и дно впадины. Зона от точки 4 до точки 5 — зона выхода режущих кромок инструмента из впадины без резания.

Длина участка 0—1—4—5 определяется модулем и числом Z_1 зубьев нарезаемого колеса. На участке 0—4 кромки реек осуществляют резание. Участок 4—5 зуб фрезы проходит без нагрузки, но так как в резании участвуют одновременно не один режущий выступ на рейке и(или) не одна рейка, то происходит непрерывный силовой контакт фрезы с колесом.

На рис. 2 показано положение слоев, удаляемых из впадины зубчатого колеса режущими зубьями фрезы, с учетом углов контакта колеса и фрезы при их совместном движении. Номера зубьев (угловых положений) выбраны произвольно из всех участвующих в нарезании впадины зубьев фрезы, наложенных в плане на плоскость (см. рис. 1). Каждая линия соответствует зубу рейки червячной фрезы в момент прохождения им своей плоскости при вертикальном движении фрезы. На рис. 2 условный зуб 1 находится в произвольной точке зоны врезания. Между зубом 1 и зубом 4 располагаются зубья 2 и 3 рассматриваемого витка (виток фрезы — сово-

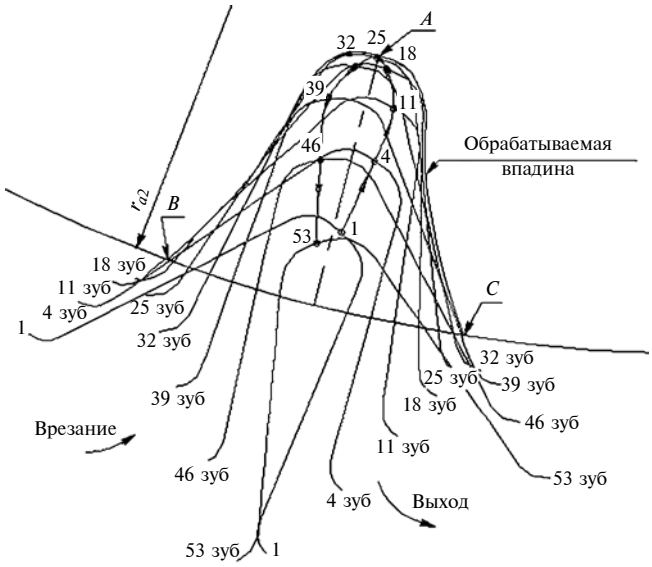


Рис. 2. Обработка одной впадины нарезаемого колеса (номер режущего выступа фрезы определяет угол его положения во впадине при движении обката)

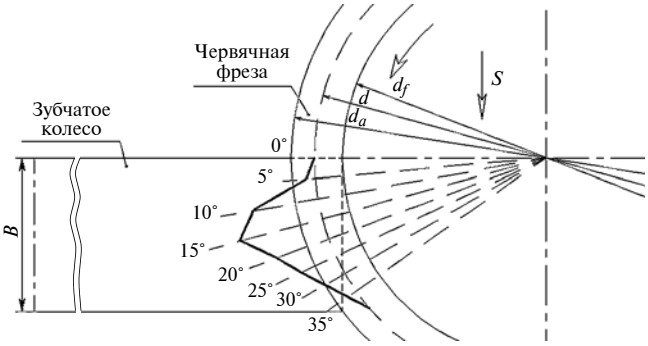


Рис. 3. Распределение активных длин и площадей срезов по углу контакта червячной фрезы с заготовкой при установившемся формообразовании каждой впадины колеса

купность зубьев фрезы, расположенных на наклонной поверхности фрезы на угле 360°) фрезы. Далее между показанными положениями зубьев располагаются по шесть зубьев. При работе равномерно перемещаются только точки выступов рейки при ее продольном перемещении, точки фрезы при ее вертикальной подаче и точки делительной окружности нарезаемого колеса при его вращении. Видно, что расстояния между точками контакта режущих кромок и контурами впадины разные. Поэтому при срезании чистового припуска точки режущих кромок фрезы, расположенные на противоположных сторонах впадины, непрерывно обрабатывают обе эвольвентные поверхности, несмотря на разное время начала резания каждым следующим зубом рейки в витке, так как угол контакта фрезы с колесом больше углового шага фрезы.

При вращении фрезы и нарезаемого колеса в точках контакта эвольвент осуществляется косоугольное срезание чистового припуска впереди идущими активными участками прямолинейных режущих кромок. Эвольвентная форма боковых поверхностей впадины колеса ограничивает размеры активных участков. В резание каждый следующий зуб фрезы входит под другим углом, что способствует формированию небольшой остаточной шероховатости.

Таким образом, профилирование впадины начинается примерно 11 зубом, а завершается 29 или 30 зубом. При этом беззазорное резание при зубофрезеровании характеризуется двумя линиями зацепления — для каждой боковой режущей кромки каждого режущего выступа фрезы. При совпадении (наложении) осей симметрии впадины колеса и режущего выступа зуба фрезы возникает их трехточечный контакт. В остальных случаях в зоне профилирования (после точки *B*) режущие кромки имеют только две точки контакта, а после точки *C* кромки выходят из резания, т. е. контакт отсутствует. В точках контакта прямолинейные режущие кромки зуба фрезы осуществляют резание эвольвентной поверхности зуба колеса. При трехточечном контакте впадина формируется по оси ее симметрии (точка *A*). При этом прямая линия, соединяющая две боковые точки контакта, перпендикулярна оси симметрии впадины, а сама ось соединяет центр колеса с полюсом *P*. Это необходимо учитывать при оценке общего числа резов, формирующих одну впадину колеса, что зависит от выбора вертикальной подачи.

При нарезании полной высоты впадин угол θ контакта фрезы с заготовкой оказывается больше углового шага ε зубьев колеса. С помощью 3D-модели процесса обработки червячной фрезой получены формы срезанных слоев, определены длины активных участков режущих кромок и толщины срезов, определяющих площади срезов каждым участком каждой рейки [2]. Ширину среза определяет вертикальная подача. Изменения длины и площади среза и, как следствие, главной составляющей силы резания при изменении угла контакта инструмента с заготовкой показаны на рис. 3. Видно, что примерно до середины угла контакта (от 0 до 15°) активные длины и площади срезов увеличиваются, а после прохождения зубом рейки фрезы середины угла контакта (от 15° до 37°) уменьшаются.

При перемещении вниз режущие кромки зубьев фрезы срезают с зуба колеса слои под разными углами (см. рис. 2). Поэтому срезы от каждого зуба фрезы смещаются по высоте впадины колеса в соответствии с линиями зацепления обрабатываемых эвольвентных поверхностей. Длины отдельных срезов и их толщина зависят от условий обработки. Математическая 3D-модель позволяет рассчитать действующие при зубофрезеровании силы на любом угле контакта зубьев фрезы с заготовкой. Суммарная составляющая ΣP_z силы резания рассчитана по методике работы [3].

На рис. 4, *а—г* приведены графики изменения суммарной составляющей ΣP_z силы резания на одном обороте фрезы по мере выхода зубьев фрезы из заготовки (все остальные параметры одинаковы для всех случаев). Видно, что силы ΣP_z и их амплитуды уменьшаются по мере выхода из резания всех выступов червячной фрезы (для заданной модели). После начала работы одновременно двух реек суммарная сила остается постоянной, а амплитуда уменьшается. В нашем примере это связано с тем, что согласно рис. 3 одна из реек фрезы выходит из резания под углом 30°, а другая — 5°. Суммарная нагрузка при одновременном резании двумя рейками не превышает максимальную. Так как нарезание зубьев идет непрерывно, независимо от участия в резании одной или двух реек фрезы и непостоянного числа режущих выступов на них,

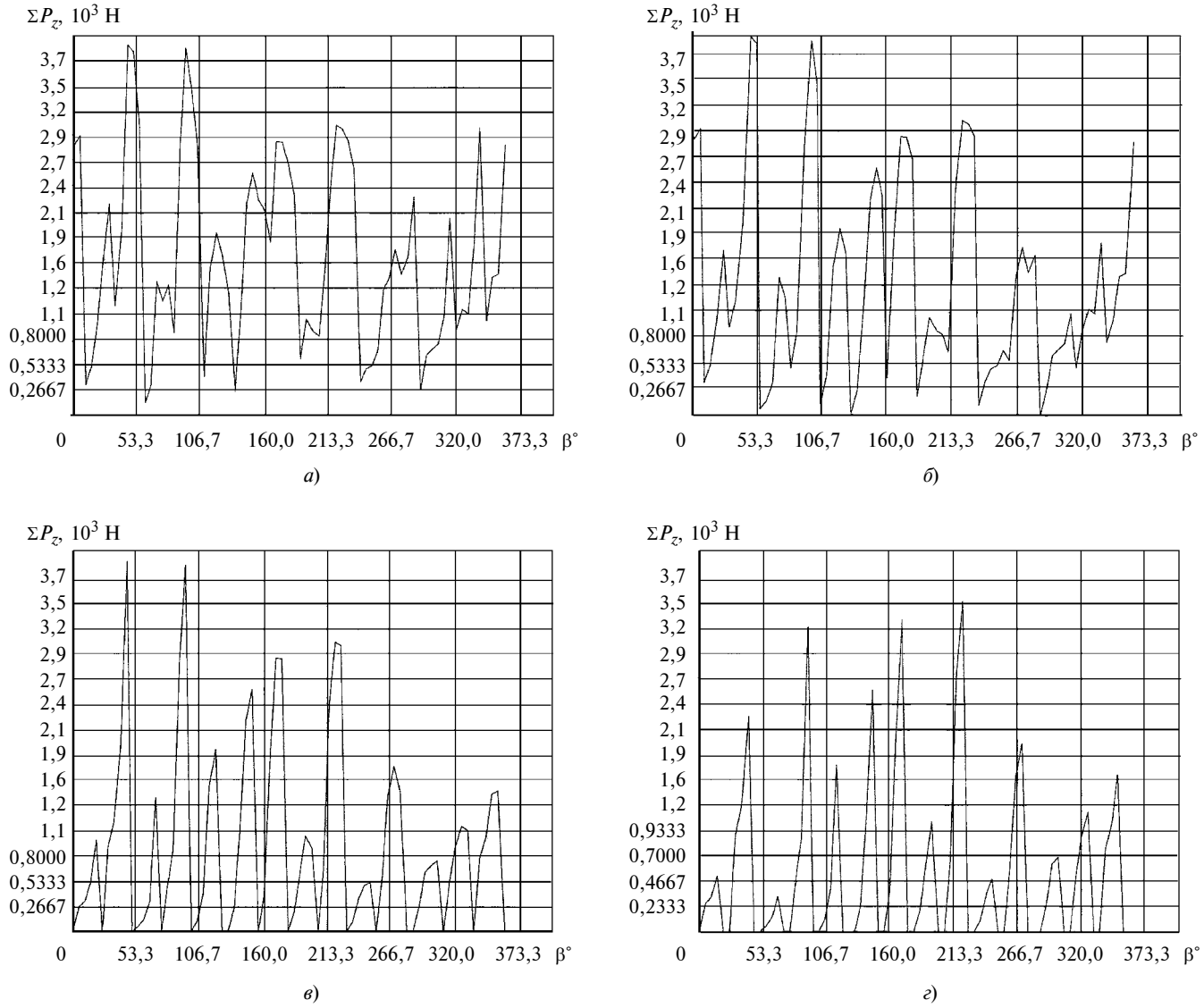


Рис. 4. Изменение суммарной силы ΣP_z резания в зависимости от угла β поворота фрезы при остаточной глубине впадины, соответствующей углам контакта 0—37° (*а*), 0—25° (*б*), 0—20° (*в*) и 0—15° (*г*)

амплитуды силы ΣP_z резания при выходе из обрабатываемой впадины постепенно уменьшаются до нуля. Это подтверждает рис. 4, на котором показано уменьшение амплитуд силы ΣP_z при соответствующих углах контакта фрезы с заготовкой 30°, 25°, 20° и 15°.

Вертикальное врезание червячной фрезы в заготовку заканчивается, когда крайняя точка на наружном диаметре фрезы проходит через нормаль между центрами вращения фрезы и колеса. При этом на остальной части нарезаемого колеса установившееся фрезерование осуществляется непрерывно до момента срезания припуска, оставшегося на этом участке, впереди идущим зубом фрезы.

Таким образом, основное удаление металла из впадины, определяющее силы резания, их амплитуды и износ режущих кромок происходит в процессе врезания инструмента. По мере удаления металла из впадины червячной фрезой объем срезов уменьшается.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Тахман С. И., Байтов М. В.** Обобщенное описание зоны резания при обработке зубчатых колес червячными фрезами // Вестник КГУ. Серия Технические науки. 2007. № 1. С. 90—93.

2. **Тахман С. И., Рохин Л. В., Тюкалов О. А.** Создание 3D-модели процесса зубофрезерования // Вестник КГУ. Серия Технические науки. 2010. № 1. С. 118—120.

3. **Розенберг Ю. А., Тахман С. И.** Силы резания и методы их определения. Курган: Изд-во КМИ, 1995. Ч. 1. 130 с.

УДК 621.735

В. Б. МАМАЕВ, канд. техн. наук, М. Л. ПЕРВОВ, д-р техн. наук (Рыбинский государственный авиационный технический университет им. П. А. Соловьева), e-mail: vmamaev51@yandex.ru

Учет сил контактного трения при объемной штамповке

Исследовано влияние сил контактного трения при объемной штамповке. Показана необходимость определения коэффициента трения с учетом особенностей технологических операций и условий в особых зонах штампуемой заготовки.

Ключевые слова: объемная штамповка, контактное трение, показатели трения, коэффициент трения, фактор, условие трение.

The influence of contact friction forces at die forging is investigated. The necessity of determination of friction coefficient taking Into account the manufacturing operations and conditions in specified zones of the billet is shown.

Keywords: die forging, contact friction, friction indicators, friction coefficient, factor, conditions of friction.

Пластическое формоизменение при обработке металлов давлением во многом зависит от сил трения. А. Н. Леванов объясняет важность исследований законов граничного трения при обработке металлов давлением влиянием процесса трения на неравномерность деформации обрабатываемой детали, ее напряженное состояние и качество. Поэтому при усовершенствовании и разработке новых технологических процессов важно знать эти закономерности для определения граничных условий при решении краевых задач теории пластичности.

Е. И. Исаченков отметил, что при обработке металлов давлением имеют место и положительное, и отрицательное влияния сил трения на процесс деформации. Поэтому важно эффективно использовать положительные факторы и уменьшить влияние отрицательных факторов, обусловленных силами трения между обрабатываемым материалом и инструментом.

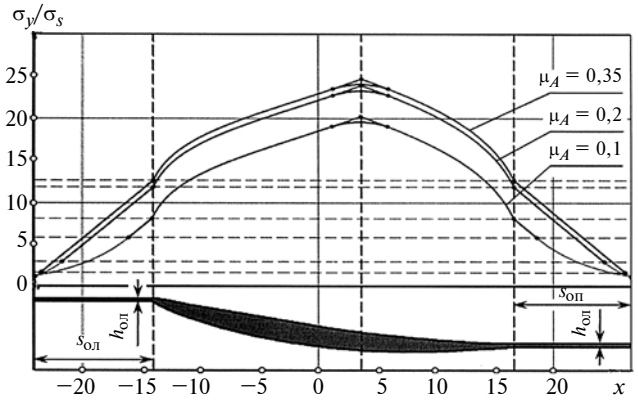
В работе [1] рассмотрены причины разрушения штампов и пути повышения их стойкости, а также приведена схема взаимосвязанных факторов, определяющих разрушение штампа, к которым относятся коэффициент трения и параметры контактного слоя, состоящего, как правило, из смазочного материала. Однако он может выполнять и другие функции (охлаждение, теплоизоляция, защитное покрытие) и определять вид трения (полусухое, жидкостное). Так, при горячей штамповке применяют составы, в которых основными компонентами являются вода, масло и графит. Такой состав не является эффективным смазочным материалом, так как снижает коэффициент трения с 0,5 до 0,35. Однако пары воды и масла оказывают охлаждающее действие, что повышает прочность инструмента и его износостойкость, а графит обеспечивает смазывающий эффект.

Для снижения коэффициента трения при горячей штамповке с 0,35 до 0,1 необходим контактный слой, обеспечивающий режим жидкостного трения.

Сегодня при горячей обработке используют смазочные материалы на основе стекла и эмалей. Используют и смазочный материал, применяемый при нагревании заготовок в расплаве солей, например в бариевых ваннах, или в составе NaCl + KCl, которые снижают коэффициент трения больше, чем графитовые смазки. Они образуют теплоизолирующую пленку между инструментом и штампуемым металлом, предохраняют его от окисления, что улучшает качество поверхности. Однако данные смазочные материалы имеют недостатки — сложность и трудоемкость нанесения, загрязнение штампа, трудности при удалении с поверхности штампа и поковки.

При холодной штамповке, например при осадке деталей из низкоуглеродистой стали в хорошо обработанных бойках из инструментальной штамповой стали, коэффициент трения составляет 0,10÷0,12; для технически чистой меди — 0,14÷0,17; для технически чистого алюминия — 0,18÷0,20. Большее значение соответствует осадке без смазочного материала, меньшее — при использовании машинного масла, которое ввиду разрушения смазочного слоя малоэффективно. Однако при применении даже самого эффективного смазочного материала весьма проблематично получить коэффициент трения менее 0,1. При повышении коэффициента трения с 0,1 до 0,2 и выше (до 0,35) повышаются силовые параметры процесса.

Так, исследования размерной стойкости гравюры штампов при изотермической штамповке бесприпусковых заготовок лопаток ГТД из титановых сплавов [2—5] и использовании в качестве смазки покрытия из нитрида бора, образующего при нагревании сплошную пленку, показали, что экви-



Зависимости изменения относительных нормальных напряжений σ_y/σ_s при μ_A = 0,1; 0,2; 0,35 и эпюра при $h_{ол} = h_{оп}$ = 1 мм и $s_{ол} = s_{оп}$ = 10 мм

валентный показатель жидкостного трения или коэффициент трения скольжения не должен превышать 0,15, (рисунок) [5]. В противном случае давление при штамповке превысит допустимое, т. е. обеспечивающее размерную стойкость деформирующего инструмента.

Учет сил трения — сложная задача, так как этот показатель зависит от ряда факторов: химического состава деформируемого металла; состава и свойств окислов на поверхности металла; химического состава и свойств рабочего инструмента; состояния поверхности инструмента; температуры деформации; степени деформации; смазочного материала; механических свойств металла; контактного давления; скорости и пути скольжения деформируемого металла и др.

Важно и то, что одно из контактирующих тел — деформируемая заготовка, находится в состоянии пластического течения. Поэтому в отличие от обычного процесса трения твердых тел (машинное трение) трение при обработке металлов давлением называют пластическим. Часто некоторые положения, свойственные машинному трению, некорректно переносят на пластическое трение.

Исследования показали, что с увеличением контактного давления коэффициент трения скольжения увеличивается. Это можно объяснить частичным разрушением или полным вытеснением смазочного слоя и некоторым взаимопроникновением частиц материала трущихся поверхностей, которое зависит от их твердости и показателей качества поверхностей — шероховатости, волнистости и направления обработки, обусловливающего анизотропию процесса трения. Последнее может стать причиной искажения формы контактирующего тела при пластическом деформировании. Так, при осадке цилиндра в результате анизотропии трения поверхности инструмента (грубошлифованной плиты с продольным направлением обработки) поперечные сечения приобретают эллиптическую форму.

Для пластического трения характерно наличие больших нормальных давлений на контактных поверхностях, которые, как правило, значительно превышают предел текучести обрабатываемого металла, а скорость и путь скольжения в очаге деформации малы.

Анализ зависимости коэффициента трения от давления на контактной поверхности показал, что повышение коэффициента трения происходит асимптотически при нагрузках, свойственных упругой деформации, что объясняется взаимным проникновением неровностей пластически деформируемой и упруго деформируемой контактируемых поверхностей заготовки и инструмента. Однако при нагрузках, свойственных пластической деформации, коэффициент трения асимптотически приближается к предельному значению для конкретной пары поверхностей и конкретных условий. Его изменение соизмеримо с погрешностями эксперимента и расчетов. Поэтому при пластическом трении дальнейшие уточнения нецелесообразны и коэффициент контактного трения относительно нагрузок считаем постоянным.

При обработке металлов давлением рассматривают три вида трения: сухое, граничное и гидродинамическое, каждое из которых имеет определенные особенности.

Наиболее известен закон трения, предложенный в 1699 г. Г. Амонтоном, позволяющий определить удельные силы трения:

$$t = fp \text{ при } \tau_k = \mu_A \sigma_н, \qquad (1)$$

где t — удельная сила трения; $\tau_к$ — касательное напряжение; f и μ_A — коэффициенты трения; p — давление на поверхность; $\sigma_н$ — нормальное напряжение.

Формулы (1) устанавливают прямо пропорциональную зависимость фактической площади контакта поверхностей от нормального давления.

Иногда выражения (1) ошибочно отождествляют с законом, предложенным Кулоном в 1791 г.:

$$t = f'p + a \text{ или } \tau_k = \mu_к \sigma_н + a, \qquad (2)$$

где f' — коэффициент, отличающийся от коэффициента f в формуле (1); a — коэффициент удельного сопротивления скольжению, обусловленного молекулярным схватыванием.

Закон Кулона (2) отражает физический аспект, согласно которому сила трения возникает в результате механического сцепления неровностей двух поверхностей молекулярного притяжения. Выражения (1) иногда называют законом Амонтона—Кулона, из-за некоторой схожести формул, не учитывая их отличие с позиций физических явлений.

Некоторые расчетные методы определения сил трения базируются на двучленном законе трения, однако в теории обработки металлов давлением по ряду причин закон Кулона не нашел широкого применения, в частности, из-за недостаточной изученности эмпирических констант f' и a.

В теории обработки металлов чаще применяют закон трения, предложенный Э. Зибелем:

$$t = f_\sigma \sigma_т \text{ или } \tau_k = \mu_S \beta \sigma_S. \quad (3)$$

Здесь f_σ — показатель сил трения; $\sigma_т$ — предел текучести деформируемого материала; μ_S — фактор трения; $1 \le \beta \le 2/\sqrt{3}$ — коэффициент Лоде, который принимает крайние значения при осесимметричном напряженном и плоском деформированном состояниях; σ_S — напряжение текучести (или сопротивление пластическому деформированию) при одноосном нагружении.

Одним из вариантов закона Э. Зибеля можно считать формулу предельной силы трения:

$$t = \tau_с = 0{,}5\beta\sigma_S, \quad (4)$$

где $\tau_с$ — сопротивление пластическому сдвигу металла.

Выражение (4) называют также условием Прандтля.

Применение закона Зибеля (3) вместо закона Амонтона (1) во многих случаях позволяет значительно упростить математические преобразования и получить простые формулы, однако практическое использование закона Зибеля требует знания фактора трения μ_S.

В монографии А. Н. Леванова, В. Л. Колмогорова, С. П. Буркина показано, что закон граничного трения можно представить как

$$t = k_n[1 - \exp(-1{,}25p/\sigma_{тк})]\tau_{ск}; \quad (5)$$

где k_n — константа поверхности, равная отношению предельной силы трения к сопротивлению пластическому сдвигу металла в приконтактном слое.

В теории обработки металлов давлением используется простой и эффективный закон граничного трения, предложенный Е. П. Унксовым при разработке инженерного метода определения силовых параметров деформации:

$$f_\tau = \mu f_\upsilon \text{ при } 0 \le f_\upsilon \le f_{\tau\,\max}/\mu;$$

$$f_\tau = f_{\tau\,\max} \text{ при } f_{\tau\,\max}/\mu < f_\upsilon < \infty, \quad (6)$$

где f_υ и f_τ — соответственно, нормальная и касательная составляющие поверхностного напряжения.

В. Л. Колмогоров отметил, что нельзя отдать предпочтение какому-то одному из выражений (5) и (6), поэтому актуально их объединение.

При обработке с применением смазочного материала, когда его толщина превышает высоту неровностей поверхности инструмента, силу трения определяют на основании закона жидкостного трения Ньютона:

$$t = \eta \frac{d\upsilon}{dy} \approx \eta \frac{\Delta\upsilon}{z}; \quad (7)$$

где η — динамическая вязкость смазочного материала; $\Delta\upsilon$ — градиент скорости скольжения в слое смазочного материала; z —толщина слоя смазочного материала.

Используя формулу (7), следует учитывать, что вязкость смазочного материала зависит от температуры и давления.

Е. И. Исаченков и В. Е. Исаченков предложили обобщенный закон трения:

$$\tau = \mu g(1 - \gamma) + \eta \frac{d\upsilon}{dz}\gamma, \quad (8)$$

где τ — удельная сила трения на границе материал—инструмент; μ — коэффициент сухого трения скольжения; g — контактная удельная нагрузка; $\gamma = S_{см}/S_к$ — коэффициент сплошности смазочного материала; η — эффективная вязкость смазочного материала; υ — скорость скольжения в зоне контакта; z — средняя толщина смазочного слоя.

Анализ формул (1)—(8), которые можно использовать для определения сил трения, показал, что законы Г. Амонтона и Э. Зибеля значительно упрощают решение задач. Использование остальных законов требует знания ряда величин, определение которых весьма проблематично. Использование закона Э. Зибеля и формул, включающих в себя фактор трения, менее удобно, чем использование закона Г. Амонтона, так как коэффициент трения найти проще. Поэтому при решении поставленной задачи даже при граничном и жидкостном трениях предпочтительным остается использование коэффициента трения по Г. Амонтону. Однако его используют в виде эквивалентного расчетного значения по формулам (5), (7) и (8), но все же определяемого экспериментально, т. е. с учетом реальных условий.

В данном случае важно правильное понимание некоторых терминов. Например, такого как показатель трения, отражающий влияние сил контактного трения. К таким показателям относятся коэффициент трения μ_A, т. е. по Амонтону; коэффициент $\mu_к$, т. е. по Кулону; фактор трения μ_s по Э. Зибелю.

Понятие "показатель трения" наиболее характерно для задач, решаемых вариационными методами, которые не учитывают влияния всех факторов, однако являются достаточно точными. Значения таких показателей трения может отличаться от значений коэффициента или фактора трения и даже превышать их допустимые значения.

Перечислим основные методы определения коэффициента трения или фактора трения: осадка

одного образца с последующим измерением давления; осадка двух образцов разных размеров одинаковым обжатием (определяется фактор трения); осадка одного образца с двумя разными деформациями; метод конических бойков; метод бочкообразования; осадка клиновидного образца; метод наклонных бойков; осадка кольца.

Метод измерения коэффициента трения осадкой колец был предложен в 1964 г. в работе А. Т. Мэйла и М. Г. Кокрофта, которые опирались на теоретический анализ исследователей Х. Кудо и М. Куноги.

Недостаток данного метода заключаются в том, что нельзя без тарировочных графиков определить коэффициент трения и требуются кольца с определенным соотношением исходных размеров. Поэтому ведутся работы по его усовершенствованию. Б. Авитцур, М. Бургдорф, Д. Пьер, К. Новатный, Т. Ванхайм и др. использовали этот метод не только для экспериментального определения коэффициента трения, но и для определения сопротивления пластическому деформированию. Однако он не поддается строгому теоретическому обоснованию и сложен для практического применения.

Анализ методов определения коэффициента трения или фактора трения показал, что большинство исследователей, за исключением С. И. Губкина, не связывали этот параметр с бочкообразованием свободной поверхности осаживаемого образца, что обусловлено сложностью данной задачи. Сегодня в обработке металлов давлением стараются управлять процессом трения и применять новые схемы штамповки. Для повышения качества обработки требуется моделирование процесса трения и учет всех определяющих факторов.

Заметим, что рассмотренные выше методы в основном используются для определения коэффициента трения μ_A и только два метода применяют для определения фактора трения μ_S. Часто авторы в своих публикациях о результатах исследований в данной области не указывают используемый метод и условия, при которых они получены.

Однако в большинстве расчетных формул оценочным критерием является фактор трения. Возможно, Э. Зибель испытывал трудности в получении аналитического решения и предложил свой показатель. Другие исследователи в дальнейшем продолжали его использовать, но не указывали индекс, принятый для фактора трения.

Даже Е. П. Унксов при решении задачи линеаризацией закона изменения касательных напряжений (сил трения) на контактной поверхности, полученного ранее В. Шредером и Д. А. Вебстером, а позднее использованного Р. Хиллом, в котором применяется коэффициент трения, изначально опирается на закон Амонтона. Однако решение сводится к использованию в качестве граничных условий фактора трения и условия Прандтля.

Таким образом, как правило, пользователь справочной информации не различает эти два показателя. Тем более, если требуется только расчет технологической операции, то нет необходимости в высокой точности, или известно, что коэффициент трения и фактор трения изменяются в одинаковом диапазоне (например, от 0 до 0,5).

Определение усилий для технологической операции необходимо для выбора оборудования. Этот параметр учитывается при проектировании штампа. Для расчета стойкости деформирующего инструмента необходимы соответствующие методики, которые чаще всего не разработаны.

Однако существуют тенденции повышения точности технологических операций. Поэтому возникает необходимость в разработке новых математических моделей для решения таких задач, как, например, определение напряженного и деформированного состояния в каждой точке пластически деформируемого тела, границ между застойными зонами и зонами пластического течения и пр. Так как прямых способов измерения этих параметров и подтверждения адекватности предлагаемых моделей нет, то используют косвенные способы, одним из которых является сопоставление расчетных и экспериментальных зависимостей силы пластической деформации от величины деформации.

Опытные исследователи знают, что минимального расхождения между расчетными и экспериментальными результатами можно добиться варьированием такими параметрами, как предел текучести $\sigma_т$ и сопротивление пластическому деформированию σ_s, а также, варьируя значения коэффициента трения или фактора трения в пределах справочных значений.

Известно, что материало- и энергосбережение можно обеспечить оптимизацией технологического процесса. Однако использование недостаточно корректных справочных данных не способствует оптимизации.

Рассмотрим методы определения коэффициента трения, учитывающие конкретные производственные условия. К ним относятся методы, базирующиеся на осадке образов.

В работе [6] показано, что имеющиеся в справочниках данные о коэффициентах трения нельзя использовать в технологических расчетах. Поэтому был разработан метод [7], в соответствии с которым эффективность смазочного материала оценивается показателем

$$R = 1 - \frac{d_1 - l}{d_1 - d_0}, \qquad (9)$$

где d_0 — исходный диаметр заготовки; d_1 — наибольший диаметр бочкообразного осаженного образца; l — длина диаметральной риски после оса-

ждения, нанесенной на торцевой поверхности образца.

Осадка кольцевых и сплошных образцов, относительная деформация которых составила 50 %, показала, что результаты, полученные по формуле (9), с высокой точностью коррелируются выражением $\mu = 0{,}92R$. Поэтому данный метод, хотя он и не имеет теоретического обоснования, можно рекомендовать для использования в производственных условиях.

Отметим, что наиболее простыми остаются методы, основанные на осадке образцов, которые учитывают факторы, влияющие на силы трения, особенно если используется не специальная оснастка, а испытания выполняются в открытых штампах на площадке для осадки.

Более точные результаты можно получить, если учитывать условия в особых зонах штампуемой заготовки. Так, Ю. Г. Калпин, П. А. Петров и А. В. Молодов оценивают эффективность смазочного материала при прямом холодном выдавливании, определяя силу трения по стенкам контейнера [8].

В работе [9] показано, что силы трения в контейнере зависят от граничных условий на выходном участке матрицы и в контейнере могут изменяться в зависимости от его геометрических параметров.

А. М. Дмитриев и А. Л. Воронцов в работе [10] показали, что при расчетах технологических параметров выдавливания правильный выбор и назначение соответствующих коэффициентов трения на разных контактных поверхностях повышают точность расчетов. Важен также и учет температур на контактных поверхностях.

Уже давно предпринимались попытки построения температурных полей по объему деформирующего инструмента вследствие его нагревания при работе. Исследования холодного обратного выдавливания заготовки типа стакана из низкоуглеродистой стали показали, что нагревание деформирующего инструмента происходит, если на поверхности пуансона, а именно по кромкам, на момент окончания деформирования температура составляет 400÷600 °С. Это объясняет, почему не все упрочняющие химико-термические обработки повышают износостойкость деформирующего инструмента, используемого для холодной штамповки. Так, высокая твердость и другие механические свойства поверхностного слоя в случае его азотирования сохраняются, если температура не превышает 500÷600 °С. При более высоких температурах эффективно борирование, при котором сохраняются требуемые свойства при температурах до 900 °С.

П. В. Мещеряков, О. В. Протопопов и П. Д. Чудаков [11] исследовали условия горячей штамповки в открытых штампах, при которых поковка и облой имеют разную температуру. Исследования показали, что температура облоя при толщине менее 3 мм в конце деформирования независимо от высоты поковки меньше температуры заготовки перед штамповкой при частоте ходов пресса $n = 90$ мин$^{-1}$ и выше при $n > 120$ мин$^{-1}$. Причем, чем меньше толщина облоя, тем больше разница температур.

Таким образом, анализ исследований показал, что необходимо учитывать особенности определенных зон пластически деформируемой заготовки.

Все это указывает на необходимость разработок методов определения коэффициента трения с учетом конкретных технологических условий и особенностей штампуемых заготовок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Довнар С. А.** Термомеханика упрочнения и разрушения штампов объемной штамповки. М.: Машиностроение, 1975. 255 с.
2. **Мамаев В. Б., Кочетков В. А., Первов М. Л.** Методика и установка для испытаний материалов деформирующего инструмента для изотермической штамповки // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2006. № 8. С. 4—10.
3. **Мамаев В. Б., Кочетков В. А., Первов М. Л.** Размерная стойкость деформируемых жаропрочных сплавов, используемых в качестве материалов штампов для изотермической штамповки // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2006. № 8. С. 17—23.
4. **Мамаев В. Б., Первов М. Л., Кочетков В. А.** Влияние режимов термообработки на размерную стойкость сплавов ЖС6У при изотермической штамповке // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2006. № 8. С. 28—30.
5. **Мамаев В. Б., Первов М. Л., Кочетков В. А.** Выбор и назначение технологических параметров изотермической штамповки заготовок лопаток ГТД с учетом размерной стойкости деформирующего инструмента // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П. А. Соловьева. 2013. № 3(26). С. 50—58.
6. **Фадеев А. Ф.** Оценка эффективности смазок для штамповки в цеховых условиях // Вестник машиностроения. 1989. № 11. С. 62—63.
7. **А. с. 1295299.** Способ оценки эффективности технологических смазок.
8. **Калпин Ю. Г., Петров П. А., Молодов А. В.** Измерение силы трения по стенкам контейнера при прямом холодном выдавливании // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2012. № 11. С. 44—47.
9. **Мамаев В. Б., Мамаев М. В.** Локализация области интенсивного пластического течения металла в процессах прямого осесимметричного выдавливания—прессования // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2006. № 9. С. 3—10.
10. **Дмитриев А. М., Воронцов А. Л.** Выбор коэффициентов трения для расчета технологических параметров процессов выдавливания // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2004. № 1. С. 23—26.
11. **Мещеряков П. В., Протопопов О. В., Чудаков П. Д.** Перспективы штамповки тонких длинноосных поковок на КГШП // Кузнечно-штамповочное производство. 1976. № 4. С. 11—13.

УДК 621.923

О. В. ЗАХАРОВ, д-р техн. наук (Саратовский ГТУ им. Ю. А. Гагарина), Л. В. ХУДОБИН, Н. И. ВЕТКАСОВ, доктора технических наук (Ульяновский ГТУ), И. А. СКЛЯРОВ (Саратовский ГТУ им. Ю. А. Гагарина), А. В. КОЧЕТКОВ, д-р техн. наук (Пермский НИПУ), e-mail: zov17@mail.ru

Струйно-абразивная обработка крупногабаритных деталей

Получены аналитические выражения для определения показателей качества внутренней поверхности крупногабаритной цилиндрической заготовки после струйно-абразивной обработки абразивно-воздушной смесью и производительности в зависимости от режима обработки.

Ключевые слова: абразивно-струйная обработка, многофакторный эксперимент, режим обработки.

The analytical expressions for determination of quality parameters of internal surface of large-size cylindrical billet after abrasive flow machining by abrasive-air mixture and productivity depending on a machining mode are obtained.

Keywords: abrasive flow machining, multifactorial experiment, machining mode.

Для формирования заданного микрорельефа и оптимальной шероховатости поверхностей деталей [1] в настоящее время окончательную обработку осуществляют преимущественно с применением абразивных инструментов или сред. К методам обработки свободным абразивом относят [2, 3]: вибрационную; центробежно-ротационную; струйно-абразивную; турбоабразивную; свободным абразивом, уплотненным инерционными силами; магнитно-абразивное полирование; галтовку. Перспективным считается метод струйно-абразивной обработки, основанный на соударении частиц обрабатывающего материала с обрабатываемой поверхностью. В работах [4—7] рассматривают схему обработки с образованием в отдельной камере абразивно-воздушной смеси, которая под давлением подается на обрабатываемую поверхность. Однако сложность технологического процесса обработки не позволяет обеспечить заданное качество обработанной поверхности [8].

Обработка труднодоступных мест на внутренних поверхностях значительно ограничивается технологическими возможностями оборудования, и традиционная технология оказывается недостаточно эффективной. Поэтому разработали новую схему обработки, согласно которой абразив предварительно помещают внутри герметичной зоны, а затем подают сжатый воздух и формируют абразивно-воздушную смесь непосредственно в этой зоне.

В разработанной установке (рис. 1) сопла Вентури располагают симметрично относительно рабочей зоны, образуемой двумя заслонками круглой формы. Сжатый воздух от компрессора подают под давлением через одну из заслонок, стержень и шланг. Для обеспечения герметичности заслонки выполнены из эластичного материала или снабжены уплотнениями по периферии. Очистные элементы установки изготовлены из износостойкого материала и сохраняют работоспособность изделий при очистке внутренней полости в режиме "сухого" трения. Выходные отверстия с фильтрами выполнены так, чтобы площади входного и выходного потоков воздуха были равны. Для создания вихревых потоков, способствующих более эффективной обработке, сопла расположены под небольшим углом к поверхности.

Экспериментально исследовали технологические возможности предложенной схемы абразивно-струйной обработки и установили рациональные режимы. Изучали влияние времени t и давления p на производительность обработки и качество получаемой поверхности. Производительность определяли по толщине h, мкм, съема металла на диаметр, а качество поверхности — по параметру Ra шероховатости.

Предварительные исследования позволили определить оптимальную концентрацию абразива в смеси, которая занимала ≈ 5 % объема внутреннего пространства обрабатываемой заготовки. При содержании абразива <5 % смесь недостаточно равномерно воздействует на поверхность, т. е. не обеспечивается необходимая производительность; при содержании абразива >5 % режущие частицы чаще

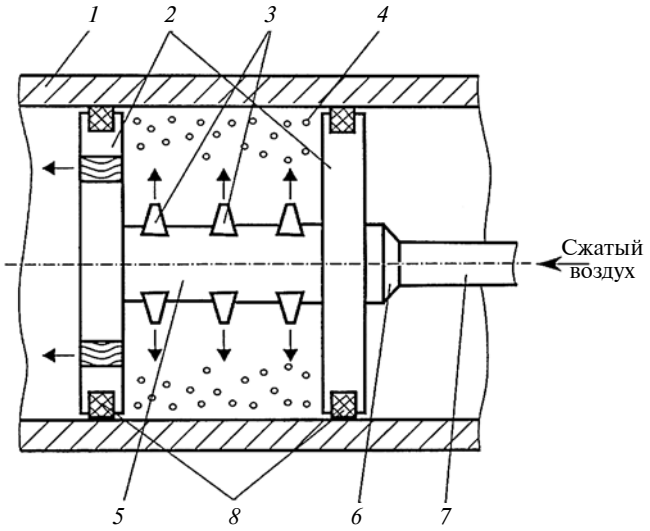


Рис. 1. Схема абразивно-струйной обработки:
1 — заготовка; *2* — заслонки; *3* — сопла; *4* — абразивно-воздушная смесь; *5* — стержень; *6* — штуцер; *7* — шланг; *8* — уплотнения

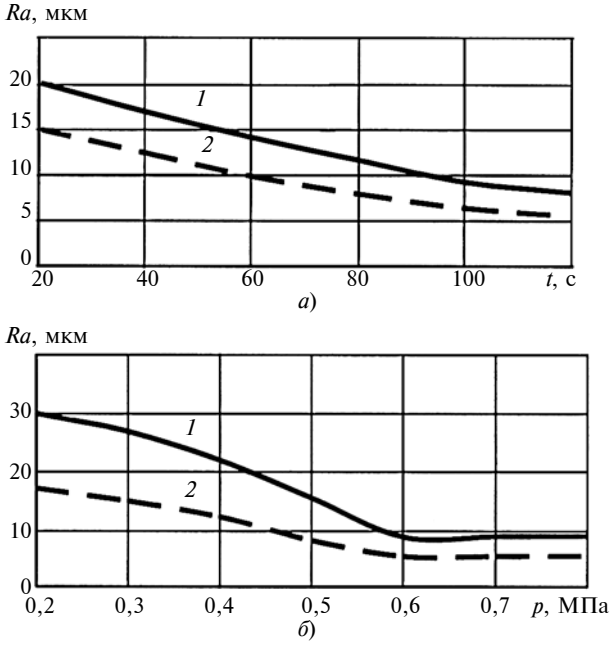


Рис. 2. Зависимости параметра *Ra* шероховатости от времени *t* обработки (*а*) и давления *p* воздуха (*б*) при использовании абразивов зернистостью 80/63 (*1*) и 25/20 (*2*)

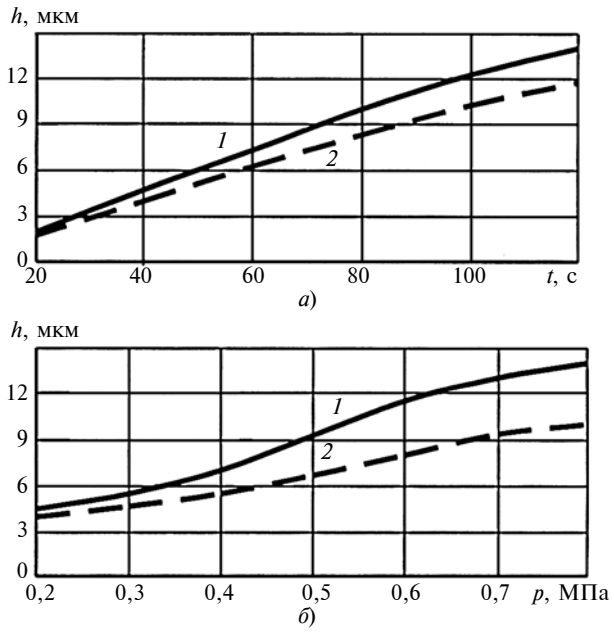


Рис. 3. Зависимости съема *h* металла от времени *t* обработки (*а*) и давления *p* воздуха (*б*) при использовании абразивов зернистостью 80/63 (*1*) и 25/20 (*2*)

соударяются друг с другом и теряют энергию, что тоже незначительно снижает производительность.

Для исследований использовали бесшовную трубу диаметром 273 мм из стали 40 в состоянии поставки (отжиг). Давление от 0,1 до 0,8 МПа создавали компрессором. Шероховатость поверхности измеряли портативным измерителем TR200 в четырех сечениях трубы по предварительной разметке. Съем металла на диаметр измеряли ультразвуковым толщиномером УДТ-40 с разрешением 0,001 мм в двух диаметральных сечениях. Проводили по три измерения, результаты усредняли. В качестве абразива использовали белый электрокорунд марки 25А с зернистостью шлифзерна 25/20 и 80/63. Результаты эксперимента приведены на рис. 2 и 3.

При увеличении времени *t* обработки шероховатость *Ra* уменьшается (см. рис. 2, *а*), а съем *h* металла увеличивается (см. рис. 3, *а*). При этом интенсивность изменения обоих процессов со временем незначительно снижается. За 120 с обработки параметр шероховатости от исходного $Ra = 25 \div 20$ мкм уменьшается до $Ra = 5 \div 10$ мкм. Параметр шероховатости поверхности при обработке абразивом с меньшей зернистостью (25/20) примерно в 1,7 раза меньше.

При повышении давления *p* воздуха съем *h* металла увеличивается нелинейно (см. рис. 3, *б*). Наибольший съем наблюдается при давлении 0,4÷0,7 МПа, при $p > 0{,}7$ МПа — изменение параметра уменьшается. Наименьший параметр *Ra* шероховатости поверхности соответствует давлению $p \approx 0{,}6$ МПа (см. рис. 2, *а*). Следовательно, оптимальным будет давление 0,5÷0,7 МПа.

Применение абразива разной зернистости принципиально не меняет характер полученных зависимостей. При использовании абразива меньшей зернистости съем металла и шероховатость обработанной поверхности уменьшаются. Большее влияние по сравнению с давлением *p* воздуха оказывает время *t* обработки, поэтому считаем его важным параметром.

При абразивно-струйной обработке съем металла составил 10÷15 мкм, т. е. находился в пределах исходной шероховатости. Поэтому имело место срезание выступов микронеровностей, а также трение и пластическое оттеснение металла. Этот вывод подтверждается тем, что микротвердость поверхностного слоя повысилась в среднем со 137 до 143 *HB*.

Уменьшение съема металла при увеличении времени обработки можно объяснить двумя причинами: во-первых, наиболее активный съем осуществляется в пределах исходной шероховатости, после ее уменьшения в несколько раз интенсивность съема снижается; во-вторых, абразив постепенно теряет режущие свойства и засоряется продуктами микрорезания, что практически не наблюдалось в условиях эксперимента.

Таким образом, исследования показали, что при новой абразивно-струйной обработке внутренних поверхностей шероховатость поверхности уменьшается с 30÷25 до 5÷10 мкм; при уменьшении зернистости абразива с 25/20 до 80/63 шероховатость

УДК 539.374;621.983

С. С. ЯКОВЛЕВ, д-р техн. наук (Тульский ГУ), В. И. ТРЕГУБОВ, д-р техн. наук, чл.-корр. РАН, Е. В. ОСИПОВА (ОАО "НПО СПЛАВ", г. Тула), e-mail: mpf-tula@rambler.ru

Предельные деформации при ротационной вытяжке с утонением стенки трубных заготовок из анизотропных материалов[1]

Представлены теоретические исследования предельных формоизменений при ротационной вытяжке с утонением стенки трубных заготовок из анизотропных материалов. Определены максимальные растягивающие напряжения на выходе из очага пластической деформации.

Ключевые слова: ротационная вытяжка, анизотропный материал, труба, ролик, оправка, сила, шаг подачи, степень деформации.

The theoretical researches of limit forming at rotary drawing with wall thinning of tube billets from anisotropic materials are presented. The maximum tension stresses at output from plastic deformation zone are determined.

Keywords: rotary drawing, anisotropic material, tube, roller, mandrel, force, feed pitch, deformation ratio.

В настоящее время при изготовлении тонкостенных цилиндрических деталей широко применяют методы обработки давлением с созданием локального очага деформации, одним из которых является ротационная вытяжка (РВ). Теоретическое изучение РВ с утонением осложняется наличием локальной деформации и объемного напряженно-деформированного состояния (НДС) материала в пластической области. Надежность и эффективность РВ обеспечивает правильный выбор технологических параметров [1—4].

В работе [4] дана математическая модель формоизменения анизотропной трубной заготовки при РВ на специальном оборудовании тонкостенных осесимметричных деталей с утонением стенки коническими роликами с учетом локального очага деформации и фактической подачи $S_ф$ металла в него (рис. 1). В отличие от известных подходов к анализу кинематики течения материала в очаге пластической деформации в статье рассматривается РВ в условиях квазиплоской деформации, т. е. течение материала в плоскости, перпендикулярной к оси z, с учетом соответствующих касательных напряжений. Рассматривается распределение скоростей течения материала в очаге деформации при установившемся деформировании; даются уравнения радиальной, тангенциальной и осевой составляющих скоростей течения материала в локальном очаге пластической деформации для дальнейшего расчета скоростей деформаций по известным скоростям

[1] Работа выполнена в рамках базовой части государственного задания № 2014/227 на выполнение научно-исследовательских работ Министерства образования и науки Российской Федерации на 2014—2020 годы и гранта РФФИ № 13-08-97-518р_центр_а.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 79)

поверхности уменьшается примерно в 1,7 раза, а съем металла — в 1,4 раза; давление сжатого воздуха 0,5÷0,7 МПа обеспечивает минимальную шероховатость обработанной поверхности при достаточной производительности процесса. Время обработки 100÷120 с назначают, исходя из экономической эффективности процесса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ипполитова А. А., Изнаиров Б. М.** Повышение работоспособности приборов запорной аппаратуры трубопроводных задвижек // Математические методы в технике и технологиях. 2014. № 13. С. 172—176.

2. **Повышение** эффективности центробежно-ротационной обработки в среде абразива / М. А. Тамаркин, Э. Э. Тищенко, Ю. В. Корольков, О. А. Рожненко // СТИН. 2009. № 2. С. 26—30.

3. **Зверовщиков В. З., Зверовщиков А. Е., Зверовщиков Е. А.** Повышение эффективности объемной центробежной отделочно-упрочняющей обработки деталей в контейнерах с планетарным вращением // Упрочняющие технологии и покрытия. 2007. № 12. С. 3—7.

4. **Ящерицын П. И., Мартынов А. Н., Гридин А. Д.** Финишная обработка деталей потоком свободного абразива. Минск: Наука и техника, 1978. 224 с.

5. **Проволоцкий А. Е.** Струйно-абразивная обработка деталей машин. Киев: Техника, 1989. 177 с.

6. **Пичко А. С.** Струйно-абразивная обработка поверхности отверстий цилиндрических деталей // Вестник машиностроения. 1978. № 10. С. 65—67.

7. **Мартынов А. Н.** Основы метода обработки деталей свободным абразивом уплотненным инерционными силами. Саратов: Саратовский университет, 1981. 212 с.

8. **Кравченко И. Н.** Обоснование и выбор параметров, характеризующих степень развития поверхности после абразивоструйной обработки // Ремонт, восстановление, модернизация. 2014. № 7. С. 46—48.

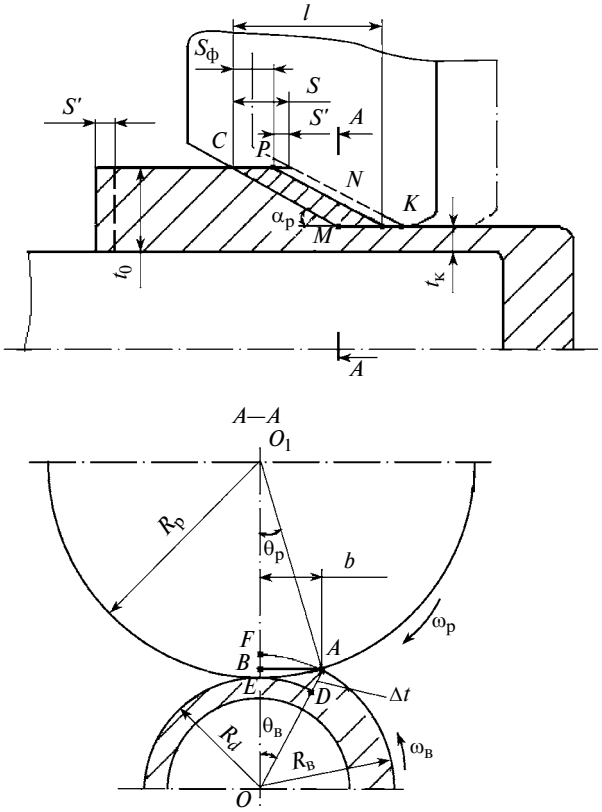


Рис. 1. Схема очага деформации при РВ прямым способом

течения материала в цилиндрической системе координат.

Подстановкой уравнения пластического течения анизотропного материала в уравнение равновесия в цилиндрической системе координат получили систему уравнений для определения среднего напряжения. Уравнения равновесия записали в виде конечных разностей, и решив каждое из них, определили среднее напряжение σ. Известно, что на границе входа материала в очаг пластической деформации осевое напряжение $\sigma_z = 0$. Исходя из этого условия получили распределения среднего напряжения σ на входе материала в очаг пластической деформации, радиальных σ_r, тангенциальных σ_θ, осевых σ_z и касательных $\tau_{r\theta}$, $\tau_{\theta z}$, $\tau_{r\theta}$ напряжений при предварительно определенных скоростях деформации, средней накопленной пластической деформации и среднего напряжения $\delta_{i\text{ср}}$ в очаге деформации по кривой упрочнения материала. Зная среднее напряжение и скорости деформаций, рассчитали НДС в каждой точке очага деформации с использованием метода конечных разностей.

Для материальной точки в локальном очаге пластической деформации при РВ коническим роликом уравнение линии тока имеет вид:

$$dr/v_r = r d_\theta/dv_\theta = dz/v_z,$$

где v_r, v_θ и v_z — скорости соответственно радиальной, тангенциальной и осевой деформаций.

Накопленная интенсивность деформации рассматриваемой точки на выходе из локального очага пластической деформации определяется выражением

$$\varepsilon_i = \sum_1^{N_z} \xi_{iz} \Delta t_{\text{об}i},$$

где $\Delta t_{\text{об}i}$ — время обработки материальной точки в очаге деформации на i-м обороте шпинделя; N_z — число оборотов шпинделя, необходимое для прохождения материальной точкой локального очага пластической деформации; ξ_{iz} — интенсивность деформации.

Время обработки материальной точки в очаге деформации на i-м обороте шпинделя определяли по формуле

$$\Delta t_{\text{об}i} = S_ф \text{tg}\alpha_р / v_{R\text{ср}},$$

где $S_ф = St_k/t_0$ (S — рабочая подача; t_k и t_0 —время в момент разрушения и до деформации соответственно); $v_{R\text{ср}} = \frac{1}{\theta_в}\int_0^{\theta_в} v_{Ri} d\theta$ — средняя скорость вдавливания ролика в заготовку; v_{Ri} — скорости вдавливания ролика в заготовку в i-м сечении; $\alpha_р$ — угол конусности ролика.

Приведенные в работе [4] выражения для определения напряженного и деформированного состояний в очаге пластической деформации позволили оценить предельное формоизменение трубных заготовок из анизотропных материалов при РВ с утонением стенки коническими роликами.

Повреждаемость материала при пластическом деформировании по модели разрушения определяли по формуле

$$\omega_e = \int_0^{\varepsilon_i} d\varepsilon_i / \varepsilon_{i\text{пр}},$$

где $d\varepsilon_i$ — приращение интенсивности деформации на i-м обороте шпинделя; $\varepsilon_{i\text{пр}} = \varepsilon_{i\text{пр}}(\sigma/\sigma_i, \alpha, \beta, \gamma)$ — предельная интенсивность деформации (α, β, γ — углы между первой главной осью напряжений и главными осями анизотропии x, y и z).

Предельную интенсивность деформации определяли по формуле

$$\varepsilon_{i\text{пр}} = \Omega \exp\left(U\frac{\sigma}{\sigma_i}\right) \times$$
$$\times (a_0 + a_1\cos\alpha + a_2\cos\beta + a_3\cos\gamma),$$

где Ω, U — константы деформируемого материала, зависящие от рода материала [5—7]; a_0, a_1, a_2 и a_3 — константы, зависящие от анизотропии механических свойств материала заготовки и определяемые из опытов на растяжение образцов в условиях плоского напряженного состояния.

В зависимости от условий эксплуатации или последующей обработки изделия повреждаемость не должна превышать величины χ, т. е.

$$\omega_e \leqslant \chi. \qquad (1)$$

До деформации $\omega_e = 0$ ($t = t_0$), в момент разрушения $\omega_e = \chi = 1$ ($t = t_р$). Предельные возможности РВ с утонением стенки оценивали по допустимому ресурсу пластичности согласно выражению (1), максимальному растягивающему напряжению на выходе из локального очага пластической деформации [8]

$$\sigma_z \leqslant 2\tau_{\theta z}\sqrt{1 - c_{z\theta}} \qquad (2)$$

и критерию шейкообразования тонкостенной трубной заготовки [4].

В выражении (2) $c_{z\theta} = 1 - N(F + G)/2(FG + GH + HF)$ — характеристики анизотропии в условиях плоского деформированного состояния, где F, G, H, N — параметры анизотропии.

Неравенства (1) и (2) не разрешаются в явном виде относительно деформации $\varepsilon_{пр}$, поэтому предельные возможности формоизменения при РВ устанавливали расчетами на ЭВМ.

Предельные деформации $\varepsilon_{пр}$ исследовали в зависимости от угла $\alpha_р$ конусности ролика, рабочей подачи S и геометрических размеров трубных заготовок из сталей 12Х3ГНМФБА и 10. Механические характеристики [4, 5]:

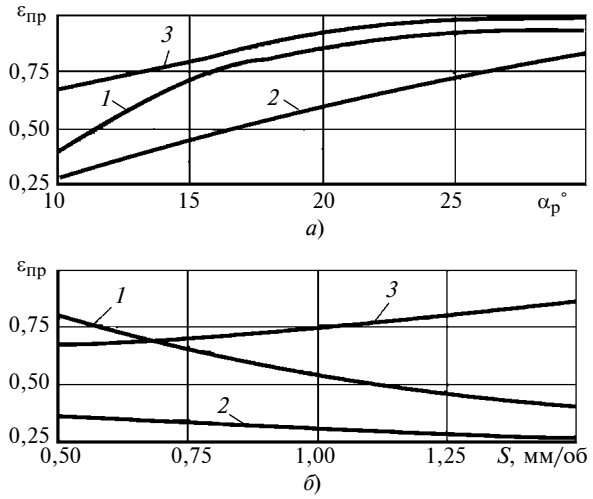


Рис. 2. Зависимости $\varepsilon_{пр}$ от $\alpha_р$ при S = 1 мм/об (*а*) и $\varepsilon_{пр}$ от S при $\alpha_р$ = 10° (*б*) для стали 12Х3ГНМФБА

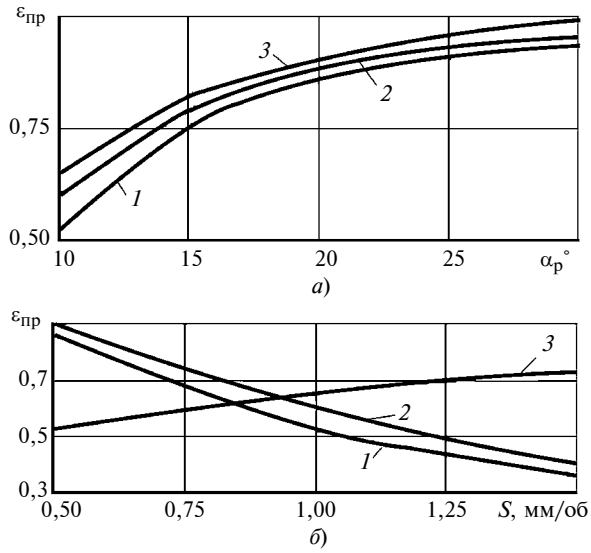


Рис. 3. Зависимости $\varepsilon_{пр}$ от $\alpha_р$ при S = 1 мм/об (*а*) и $\varepsilon_{пр}$ от S при $\alpha_р$ = 10° (*б*) для стали 10

сталь 12Х3ГНМФБА: параметры кривой упрочнения — σ_{i0} = 532,2 МПа; Q = 451 МПа; n = 0,435; характеристики анизотропии при плоском напряженном и деформированном состояниях — R_θ = 0,85; R_z = 1,05; $c_{z\theta} = -0{,}2$; $c_{zr} = c_{r\theta} = -0{,}12$; Ω = 2,41; $U = -1{,}41$; a_0 = 1,0; $a_1 = a_2 = a_3 = 0$;

сталь 10: параметры кривой упрочнения — σ_{i0} = 272 МПа; Q = 336,6 МПа; n = 0,478; характеристики анизотропии при плоском напряженном и деформированном состояниях — R_z = 1,306; R_θ = 2,122; $c_{r\theta} = -0{,}25$; $c_{zr} = -0{,}12$; $c_{z\theta} = -0{,}2$; Ω = 6,148; $U = -0{,}946$; a_0 = 0,471; $a_1 = -0{,}169$; $a_2 = -0{,}143$.

Расчеты выполнены для трубных заготовок с наружным радиусом $R_в$ = 64,15 мм, толщиной стенки трубы t_0 = 6,05 мм, диаметром ролика $D_р$ = 280 мм, частотой вращения шпинделя n = 75 мин$^{-1}$; коэффициентом трения на оправке $\mu_о$ = 0,15. Технологические параметры и геометрия ролика изменялись в пределах: ε = 0,1÷0,7; S = 0,5÷5 мм/об; $\alpha_р$ = 0,5÷5 мм/об; $\mu_о$ = 0,05÷0,2.

На рис. 2 и 3 приведены зависимости предельной деформации $\varepsilon_{пр}$, рассчитанной по допустимому ресурсу пластичности при χ = 1 (линия *3*), максимальному растягивающему напряжению на выходе из локального очага пластической деформации (линия *1*) и критерию шейкообразования (линия *2*) тонкостенной трубной заготовки при РВ из сталей 12Х3ГНМФБА (см. рис. 2) и 10 (см. рис. 3) от угла $\alpha_р$ конусности ролика и рабочей подачи S.

Анализ зависимостей и результатов расчетов показал, что деформация $\varepsilon_{пр}$, рассчитанная по максимальному осевому напряжению на выходе из ло-

кального очага пластической деформации, при увеличении угла $\alpha_р$ от 10° до 30° увеличивается в 2 раза, а при увеличении подачи S от 0,5 до 1,5 мм/об — уменьшается с 0,80 до 0,35.

Деформация $\varepsilon_{пр}$, рассчитанная по критерию шейкообразования тонкостенной трубной заготовки, возрастает с увеличением угла $\alpha_р$ конусности ролика, влияние которого значительно. Рабочая подача S в этом случае не оказывает существенного влияния на изменение деформации $\varepsilon_{пр}$.

Предельные деформации $\varepsilon_{пр}$ при РВ могут ограничиваться максимальным растягивающим напряжением на выходе из локального очага пластической деформации, критерием шейкообразования тонкостенной трубной заготовки и допустимым ресурсом пластичности, что зависит от механических свойств материала цилиндрической заготовки и технологических параметров РВ с утонением.

Установлено, что предельные возможности ($\varepsilon_{пр}$) РВ трубных заготовок из стали 12Х3ГНМФБА ограничиваются критерием шейкообразования, а из стали 10 — допустимым ресурсом пластичности (S < 0,8 мм/об) и максимальным растягивающим напряжением на выходе из очага пластической деформации (S > 0,8 мм/об) при $\alpha_р$ = 10°.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гредитор М. А.** Давильные работы и ротационное выдавливание. М.: Машиностроение, 1971. 239 с.

2. **Могильный Н. И.** Ротационная вытяжка оболочковых деталей на станках. М.: Машиностроение, 1983. 190 с.

3. **Ковка** и штамповка: Справочник. Т. 4. Листовая штамповка / Под общ. ред. С. С. Яковлева; ред. совет: Е. И. Семенов (пред.) и др. М.: Машиностроение, 2010. 732 с.

4. **Ротационная** вытяжка осесимметричных деталей с разделением очага пластической деформации / С. С. Яковлев, В. И. Трегубов, О. В. Пилипенко, К. С. Ремнев // Russian Engineering Research. 2015. V. 35. N 4. P. 270—276.

5. **Яковлев С. С., Кухарь В. Д., Трегубов В. И.** Теория и технология штамповки анизотропных материалов / Под ред. С. С. Яковлева. М.: Машиностроение, 2012. 400 с.

6. **Колмогоров В. Л.** Механика обработки металлов давлением. Екатеринбург: Уральский ГТУ (УПИ), 2001. 836 с.

7. **Богатов А. А.** Механические свойства и модели разрушения металлов. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2002. 329 с.

8. **Теория** обработки металлов давлением / В. А. Голенков, С. П. Яковлев, С. А. Головин и др.; Под ред. В. А. Голенкова, С. П. Яковлева. М.: Машиностроение, 2009. 442 с.

Вниманию авторов

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

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

К статье прилагаются:

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

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

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

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

УДК 621.382

И. С. ГЕРШМАН, д-р техн. наук, Е. И. ГЕРШМАН (ОАО "ВНИИЖТ", г. Москва), e-mail: isgershman@gmail.com

Восстановление изношенных участков контактных проводов без их демонтажа[1]

Предложены технология и состав смеси для восстановления газодинамическим напылением изношенных участков контактных проводов электрифицированного железнодорожного транспорта без их демонтажа.

Ключевые слова: контактный провод, электропроводность, интенсивность изнашивания, трение, восстановление, газодинамическое напыление, адгезия, токосъем.

The technology and mixture composition for restoration by gas-dynamic spraying of worn zones of contact wires of electrified rail transport without their demounting are suggested.

Keywords: contact wire, conductivity, wear rate, friction, restoration, gas-dynamic spraying, adhesion, current collection.

Контактный провод — основной элемент контактной сети электрифицированного железнодорожного транспорта, подвергается интенсивным электрическому, термическому и механическому воздействиям, например, трению с токоприемником при токосъеме. Контактный провод эксплуатируется при постоянном напряжении натяжения от 100 МПа на обычных линиях до 280 МПа на высокоскоростных линиях [1]. Через контактный провод проходит электрический ток силой до 4 кА. Допускается длительный нагрев провода до 100 °С.

Контактные провода изготовляют холодным волочением или прокаткой из меди или низколегированных медных сплавов: Cu—Ag, Cu—Sn, Cu—Cd, Cu—Mg с содержанием 1 мас. % легирующих элементов [1].

Площадь сечения контактных проводов от 100 до 170 мм^2. В зависимости от площади сечения проводов и их химического состава временное сопротивление при растяжении составляет от 352 до 510 МПа [1].

Провода изнашиваются в местах контакта с токоприемником. При предельном износе, который составляет от 20 до 30 % сечения провода, изношенный контактный провод заменяют новым. Срок службы контактных проводов — от 15 до 40 лет. Однако существуют участки с ограниченным вертикальным или горизонтальным перемещением, на которых контактный провод имеет повышенный износ; предельный износ на таких участках достигается в течение 3—5 лет. Длина участков местного износа ≈0,5 м [2].

На обычных линиях местный износ устраняют, как правило, заменой изношенного участка новым проводом. На высокоскоростных железнодорожных линиях такая замена невозможна, так как напряжение натяжения проводов в 2—3 раза выше, чем на обычных линиях. Поэтому на контактных проводах высокоскоростных линий запрещены любые виды соединений. В этом случае при достижении предельного местного износа заменяют около 1,5 км (≈1500 кг) контактного провода [3]. В связи с этим весьма актуально восстановление местного износа контактного провода без его демонтажа.

Рассмотрим общие требования к восстановлению изношенного контактного провода:

восстанавливают медную плоскую изношенную поверхность шириной около 11 мм и длиной до 700 мм, толщина восстановленного слоя должна составлять 1÷2 мм;

скорость нанесения слоя должна быть не менее 0,5 м/ч, что связано с ограниченным временем ремонта контактной сети, чтобы не задерживать движение поездов;

адгезия нанесенного слоя с медной подложкой — не менее 15 МПа, что гарантирует их хорошее сцепление;

удельная электропроводность восстановленного слоя — не менее 10 МСм/м, исключает нагрев контактных проводов в результате трения при токосъеме;

при восстановлении не должно быть отжига контактного провода, приводящего к его перегреву и потере прочности.

[1] Работа выполнена при поддержке гранта Российского научного фонда № 15-19-00217.

Детонационные методы напыления не удовлетворяют требованию быстрого восстановления местного износа контактного провода.

Для исключения отжига фактически запрещается применение газотермических методов напыления. Так в Японии в 1980-х годах пытались восстановить изношенный участок контактных проводов городского электрифицированного транспорта газотермическим методом [2], для чего применили сложную систему охлаждения: в результате за 4 ч на изношенный участок провода длиной около 1 м удалось нанести слой толщиной 0,8 мм. Поэтому газотермические методы признали непригодными для восстановления контактных проводов.

Требование повышенной электропроводности значительно ограничивает выбор технологии восстановления.

В работе [2] было предложено на изношенные участки контактного провода приклеивать медные полосы электропроводным клеем. Однако они отклеивались через несколько дней.

Кроме того, при восстановлении провода необходимо соблюдать требования безопасности: восстановленный слой при отрыве от контактного провода не должен повредить токоприемник. Например, приклеенная медная пластина отрывается от контактного провода целиком и может повредить токоприемник, а напыленный порошковый слой отрывается частями, не повреждая его. Поэтому для восстановления местного износа контактного провода предпочтительнее порошковые технологии напыления.

Так как традиционные методы восстановления (напыления) не пригодны для решения этой проблемы из-за высокой температуры напыления и низкой экономической эффективности, в работе [4] предложено холодное газодинамическое напыление порошка на основе меди. При таком напылении нагревается лишь газ-носитель (как правило, воздух) до температуры ≈300 °С, а поверхность, на которую наносится слой, не нагревается. Данная технология позволяет наносить слои толщиной в несколько миллиметров при достаточно высокой производительности; энергопотребление устройства для напыления может обеспечить автомотриса, используемая при ремонте контактной сети.

Авторы работы исследовали влияние режимов напыления и составов напыляемых порошков на прочность сцепления с медной подложкой и удельную электропроводность. При холодном газодинамическом напылении сцепление нанесенного слоя с подложкой осуществляется только в результате схватывания, т. е. на уровне действия молекулярных сил при трении [5].

Напыление происходит следующим образом. Металлический порошок в струе воздуха со скоростью, близкой к скорости звука, наносится на металлическую поверхность. При этом часть порошка отражается от поверхности, а часть прилипает к ней в результате сил адгезии. Если воздушную струю с порошком направить к поверхности не перпендикулярно, а под углом, то наряду с нормальной составляющей скорости будет действовать тангенциальная составляющая, которая создает силу трения частиц порошка о поверхность, при этом повышается вероятность схватывания. В работах [6, 7] процесс схватывания рассматривается согласно законам неравновесной термодинамики и теории самоорганизации, что приводит к следующему выводу: если при трении в зону схватывания переносятся преимущественно тяжелые химические элементы, то площадь схватывания уменьшается; если преимущественно легкие элементы, то площадь схватывания увеличивается.

Выбор меди в качестве основы порошковой смеси для напыления обусловлен ее высокой электропроводностью, коррозионной стойкостью и доступностью. В качестве добавок к порошку выбрали легкие по сравнению с медью химические элементы — цинк, алюминий, олово и железо (табл. 1) [8, 9].

Известно, что для схватывания, в том числе напыляемого порошка, с поверхностью его частицы должны пластически деформироваться, а на напыляемой поверхности не должны образовываться окислы [5]. Анализ свойств элементов (см. табл. 1), показал, что применение олова невозможно из-за его низкой температуры плавления. При напылении смеси порошков меди и

Таблица 1

Показатели химических элементов, применяемых для легирования медных порошков

Химический элемент	Плотность ρ, г/см^3	Температура T плавления, °С	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Свободная энергия образования оксидов ΔG, кДж/моль
Cu	8,9	1083	90	−201
Al	2,7	660	50	−1691
Sn	7,3	232	20	−304
Zn	7,13	420	70	−364
Fe	7,86	1536	100	−283

олова частицы олова расплавляются в потоке нагретого воздуха и налипают на сопло, ограничивая выход порошка.

Наименьший предел текучести σ_T имеет алюминий, но он образует наиболее стойкие оксиды, что затрудняет образование ювенильных поверхностей на алюминиевых частицах. Железо и цинк образуют оксиды с близкими значениями, но предел текучести цинка существенно ниже. Поэтому для восстановления изношенных контактных проводов использовали смесь порошков меди и цинка.

Напыление на специальные пробы (рис. 1, см. обложку) из нагартованной меди проводили на установке "Димет". Прочность сцепления напыленного слоя определяли на разрывной машине Schenck-100. Электропроводность измеряли вихретоковым измерителем. Для определения удельной электропроводности порошок напыляли на цилиндры диаметром 15 мм и высотой не менее 2 мм. Напыляли порошковые смеси Cu—Zn различного состава на разных режимах при температурах нагрева газа-носителя 300; 400 и 500 °С.

Испытания на износ с токосъемом проводили на машине трения, имитирующей работу контактного провода и токоприемника. Контактный провод имитировало кольцо диаметром 220 мм из медной проволоки диаметром 4 мм, которое вращалось в горизонтальной плоскости. В двух диаметрально расположенных точках к кольцу прижимали образцы из композиционного порошкового материала на основе железа, содержащего 15 % Pb и 1 % Sn. Длина контакта образца с проволокой составляла 7 мм. Частота вращения проволоки — 200 мин$^{-1}$. Усилие прижатия каждого токосъемного образца к проволоке составляло 10 Н. Зигзаг контактного провода имитировали смещением оси вращения относительно центра окружности проволоки. Износ проволоки определяли по уменьшению ее диаметра.

Проволоку разделили на шесть равных дуг, с трех из них сняли слой меди толщиной 1,5 мм и напылили порошковые смеси составов: Cu + 75 % Zn; Cu + 50 % Zn; Cu + 25 % Zn. Между дугами, имитирующими восстановленные, находились медные дуги (рис. 2, см. обложку).

Диаметры проволоки, а следовательно износы, определяли на каждой дуге. Испытания проводили при линейных плотностях тока: 0; 4; 8,5; 13; 17 А/мм, что соответствовало снимаемому току реального электрифицированного транспорта: 0; 480; 1020; 1560 и 2040 А соответственно.

Прочности сцепления и удельные электропроводности напыленных слоев в зависимости от температуры и состава приведены в табл. 2. Анализ приведенных данных показал, что только порошковая смесь 34 % Cu + 33 % Zn + 33 % Al_2O_3 (абразив) при температуре напыления 300 °С удовлетворяет вышеприведенным требованиям. Это связано с тем, что абразив, содержащийся в шихте, очищает и активирует поверхность, на которую наносится порошок, и их сцепление увеличивается. Отметим, что в смеси с абразивом (см. табл. 2) соотношение содержания меди и цинка составляло 50 % Cu + 50 % Zn.

Таблица 2

Прочности сцепления и удельные электропроводности напыленных слоев

Состав смеси	Прочность сцепления, МПа			Удельная электропроводность, МСм/м		
	при температуре напыления, °С					
	300	400	500	300	400	500
34 % Cu + 33 % Zn + 33 % Al_2O_3	15,6	10,4	7,9	11,2	10,7	9,0
50 % Cu + 50 % Zn	6,2	12,1	3,2	14,5	13,1	—
70 % Cu + 30 % Zn	1,1	1,22	1,54	12,4	—	18,9

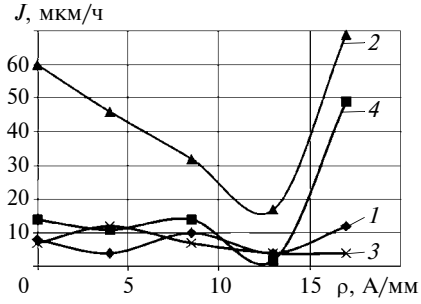


Рис. 3. Зависимости интенсивности *J* изнашивания от линейной ρ плотности тока меди (*1*) и восстановленных напыленных слоев, содержащих Cu + 25 % Zn (*2*), Cu + 50 % Zn (*3*) и Cu + 75 % Zn (*4*)

Прочности сцепления, приведенные в табл. 2, получены при перпендикулярном напылении к поверхности медной пробы. При напылении смеси состава Cu + 25 % Zn под углом 80÷85° к поверхности прочность сцепления составила 19 МПа, удельная электропроводность — 19 МСм/м.

Зависимости интенсивности *J* изнашивания от плотности ρ тока приведены на рис. 3.

При испытаниях на трение с токосъемом отрыва напыленных слоев не произошло.

Анализ данных, приведенных в табл. 1, показал, что при перпендикулярном напылении лучшую прочность сцепления обеспечивает смесь с абразивом. Лучшую электропроводность имеет смесь, содержащая 70 % Cu + 30 % Zn, а наибольшую электропроводность — смесь с наибольшим со-

держанием меди. Однако смесь, содержащая 70 % Cu + 30 % Zn, имеет прочность сцепления в 4—14 раз меньшую по сравнению с другими смесями.

Оптимальная температура напыления — 300÷400 °С (см. табл. 2).

При напылении под углом 80÷85° значительно повышаются прочность сцепления и удельная электропроводность смеси. Поэтому для испытаний на трение с токосъемом порошок напыляли под углом 85°. Во всем диапазоне линейных плотностей тока лучшей износостойкостью обладает смесь 50 % Cu + 50 % Zn, которая соответствует износостойкости меди. До плотности тока 13 А/мм износостойкость смеси 25 % Cu + 75 % Zn соответствует износостойкости меди, но при плотности тока $\rho > 13$ А/мм интенсивность изнашивания увеличивается на порядок. Интенсивность изнашивания смеси 75 % Cu + 25 % Zn существенно выше интенсивностей изнашивания меди и остальных смесей во всем диапазоне плотностей тока.

При увеличении содержания цинка в смеси с 25 до 50 % интенсивность изнашивания уменьшилась в среднем на порядок (см. рис. 3). При увеличении в смеси цинка с 50 до 75 % интенсивность изнашивания увеличилась примерно в 1,5 раза, а при плотностях тока $\rho > 13$ А/мм увеличилась на порядок. Таким образом, при увеличении содержания цинка в смеси интенсивность изнашивания сначала значительно снижается, а при дальнейшем увеличении — повышается. Следовательно, для восстановления контактных проводов по интенсивности изнашивания, удельной электропроводности и прочности сцепления оптимальным будет состав смеси Cu + (40÷50) % Zn. При напылении смеси данного состава на отрезок контактного провода слоем толщиной 2 мм и шириной 11 мм скорость напыления должна составлять ≈0,7 м/ч. На рис. 4 (см. обложку) показано сечение восстановленного контактного провода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гершман И. С., Миронос Н. В.** Требования к контактным проводам для высокоскоростного железнодорожного транспорта // Вестник ВНИИЖТ. 2011. № 3. С. 13—17.

2. **Купцов Ю. Е.** Беседы о токосъеме. М.: Модерн А, 2001. 256 с.

3. **Biesenack H., Pintscher F.** Kontakt zwischen Fahrdraht und Schleifleiste-Ausgangspunkte zur Bestimmung des elektrischen Verschleißes // Elektrische Bahnen. 2005. N 3. P. 138—146.

4. **Холодное** газодинамическое напыление. Теория и практика // А. П. Алхимов, С. В. Клинков, В. Ф. Косарев, В. М. Фомин. М.: Физматлит, 2010. 536 с.

5. **Tabor D.** Friction as dissipative process // Fundamentals of Friction: Macroscopic and Microscopic Processes; Eds. I. L. Singer, H. M. Pollock. Vol. 220, NATO ASI Series E: Applied Sciences. Kluwer Academic Publishers: Dordrecht, 1992. P. 3—24.

6. **Gershman J. S., Bushe N. A.** Thin films and self-organization during friction under the current collection conditions // Surface & Coating Technology. 2004. 186. P. 405—411.

7. **Surface** — Engineered Tool Materials for High Performance Machining / G. S. Fox-Rabinovich, A. I. Kovalev, J. L. Endrino et. al // Self-Organization During Friction. Advanced Surface Engineered Materials and Systems Designed. Taylor & Francis Group. Boca Raton. London—New York. 2006. Ch. 9. P. 231—297.

8. **Свойства** неорганических соединений: Справочник / А. И. Ефимов, Л. П. Белорукова, И. В. Василькова, В. П. Чечев. М.: Химия, 1983. 392 с.

9. **Справочник** по конструкционным материалам / Под ред. Б. Н. Арзамасова, Т. В. Соловьевой. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. 640 с.

Вниманию авторов

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

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

К статье прилагаются:

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

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

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

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).