Ve0417.fm Page 1 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

4
2017

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 ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций
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)

Ve0417.fm Page 2 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Красильников А. Я. — Магнитная муфта с постоянными высококоэрцитивными магнитами и активной длиной меньше ширины магнита 3

Базров Б. М. — Теория и практика базирования в машиностроении 5

Верещака С. М., Данильцев В. В. — Физико-механические характеристики уплотнительного кольца рабочего колеса центробежного насоса из композиционного материала 11

Полушкин О. А., Полушкин О. О., Фофана И. М. — Повышение эффективности балансировочного оборудования нового поколения 19

Брунман В. Е., Ватаев А. С., Волков А. Н., Ларин М. Ю., Мацко О. Н., Петкова А. П., Плотников Д. Г. — Разработка алгоритмов управления штанговыми насосами, направленных на повышение энергоэффективности 24

Барабанов С. А., Бирюков В. И. — Мониторинг прохождения внутритрубных снарядов численным моделированием гидродинамического тракта 26

Кирсанов С. В., Цыганков Р. С., Тухфатуллин Б. А. — Автоматизированный расчет стрелы прогиба стебля ружейного сверла 31

Ларюшкин П. А., Захаров М. Н., Эрастова К. Г., Глазунов В. А. — Структурный анализ и решение обратной задачи о положениях сферического механизма параллельной структуры 34

Сердобинцев Ю. П., Дроботов А. В., Гаврилина Н. В., Авдеев А. Р., Швец А. А., Гущин И. А. — Методика выбора 3D-принтеров на основании технико-экономических показателей 37

Ларин С. Н., Платонов В. И., Бессмертный А. В. — Оценка возможностей пневмоформовки материалов, подчиняющихся кинетической теории кратковременной ползучести 41

Силаев А. А., Потехин Д. В., Горшенева М. П., Санинский В. А. — Фотометрический метод измерения геометрических параметров биений шеек валов 45

Асланов З. Ю., Эфендиев Э. М., Гасанли Р. К. — Обеспечение качества трубы, зажатой в клиновом захвате 47

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Усов П. П. — Влияние вязкоупругих свойств контактирующих тел со смазыванием на их контактное взаимодействие 50

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Калашников А. С., Калашников П. А., Хомякова Н. В. — Оптимизация параметров резцовой головки с целью повышения эксплуатационной надежности конических и гипоидных передач 57

Жарков В. А. — Испытания материалов. Многооперационная осесимметричная вытяжка листовых заготовок 62

Амиров Ф. Г. — Объединение инструментальных блоков в позиции механической обработки на многопоточных автоматических линиях 74

Павлова Т. В., Калашников В. С., Кондратьева А. Р., Кочубей А. Я. — Усталостная прочность полуфабрикатов из титановых сплавов для изготовления моноколес компрессора газотурбинных двигателей 77

Толочко Н. К., Корко В. С., Челединов А. Н., Ланин В. Л. — Факторы неравномерной очистки деталей машин в ультразвуковых ваннах 82

Расулов Ф. Р., Бабаев А. И. — Особенности поверхностного легирования отливки в литейной форме 86

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Krasil'nikov A. Ya. — Magnetic coupling with permanent high-coercitive magnets and active length less than magnet width 3

Bazrov B. M. — Theory and practice of referencing in mechanical engineering 5

Vereshchaka S. M., Danil'tsev V. V. — Physical and mechanical characteristics of centrifugal pump running wheel O-ring from composite material 11

Polushkin O. A., Polushkin O. O., Fofana I. M. — Effectiveness improvement of balancing equipment of new generation 19

Brunman V. E., Vataev A. S., Volkov A. N., Larin M. Yu., Matsko O. N., Petkova A. P., Plotnikov D. G. — Development of control algorithms of sucker-rod pumps, intended to improve energy efficiency 24

Barabanov S. A., Biryukov V. I. — Monitoring of passing of pig receivers by numerical modeling of hydrodynamic tract 26

Kirsanov S. V., Tsygankov R. S., Tukhfatullin B. A. — Automated analysis of camber height of gun drill stem 31

Laryushkin P. A., Zakharov M. N., Erastova K. G., Glazunov V. A. — Structural analysis and solution of inverse problem on positioning of spherical mechanism of parallel structure 34

Serdobintsev Yu. P., Drobotov A. V., Gavrilina N. V., Avdeev A. R., Shvets A. A., Gushchin I. A. — Methodic of 3D-printer selection basing on technical and economic performance 37

Larin S. N., Platonov V. I., Bessmertniy A. V. — Assessment of pneumoforming capabilities of materials, governed by theory of short-time creep 41

Silaev A. A., Potekhin D. V., Gorsheneva M. P., Saninskiy V. A. — Photometry method of measurement of geometric parameters of shafts journals runout 45

Aslanov Z. Yu., Efendiev E. M., Gasanli R. K. — Assurance of tube quality, clamped in wedge clamp 47

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Usov P. P. — Influence of viscoelastic properties of contacting bodies with lubrication on their contact interaction 50

MANUFACTURING ENGINEERING

Kalashnikov A. S., Kalashnikov P. A., Khomyakova N. V. — Optimization of cutter head parameters with the purpose to increase in-service reliability of conical and hypoid gears 57

Zharkov V. A. — Material tests. Multioperation axisymmetric drawing of sheets 62

Amirov F. G. — Unification of tool blocks in position of mechanical processing on multi-flow transfer line 74

Pavlova T. V., Kalashnikov V. S., Kondrat'eva A. R., Kochubey A. Ya. — Fatigue strength of semiproducts from titanium alloys for production of gas turbine engine compressor bladed integrated disks 77

Tolochko N. K., Korko V. S., Cheledinov A. N., Lanin V. L. — Factors of non-uniform cleaning of machine parts in ultrasonic bath 82

Rasulov F. R., Babaev A. I. — Features of surface alloying of cast in casting mold 86

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

Сдано в набор 25.02.2017. Подписано в печать 19.03.2017.
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", 2017

Ve0417.fm Page 3 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.825.038

А. Я. КРАСИЛЬНИКОВ, д-р техн. наук (УрФУ им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург),
e-mail: Krasilnikov1951@yandex.ru

Магнитная муфта с постоянными высококоэрцитивными магнитами и активной длиной меньше ширины магнита

Рассмотрено использование в цилиндрических магнитных муфтах постоянных высококоэрцитивных магнитов с активной длиной меньше ширины магнита. Результаты исследований позволили внести поправочные коэффициенты в методику расчета крутящих моментов, передаваемых магнитными муфтами.

Ключевые слова: магнитная муфта, полумуфта, постоянный высококоэрцитивный магнит, крутящий момент, методика расчета.

The application in cylindrical magnetic couplings of permanent high-coercivity magnets with active length less than magnet width is considered. The research results allowed to introduce correction coefficients in analysis methodic for torque moments, transferred by magnetic couplings.

Keywords: magnetic coupling, half-coupling, permanent high-coercive magnet, torque moment, analysis methodic.

Целью настоящей работы является определение возможности применения для расчета магнитных муфт с высококоэрцитивными постоянными магнитами, имеющими небольшую толщину и активную длину (длина магнита вдоль оси вращения муфты) меньше ширины магнита, методики, используемой в радиохимической и химической отраслях промышленности для герметичных машин. Магнитные муфты предназначены для передачи крутящего момента от электродвигателя к исполнительному механизму машины или аппарата через неподвижную перегородку (экран), расположенную в воздушном зазоре между полумуфтами магнитной муфты.

В настоящее время магнитные муфты, применяемые для герметичных машин и аппаратов, стали использовать в оборудовании, где необходимо передать от электродвигателя к исполнительному механизму небольшие крутящие моменты.

На предприятиях Госкорпорации Росатом разрабатывают и изготовляют герметичные винтовые компрессоры специального назначения. Для одного из типоразмеров такого компрессора необходима магнитная муфта, передающая крутящий момент не менее 1,5 Н · м. Габаритные размеры магнитной муфты (рисунок) должны быть минимально возможными (причем диаметр посадочного отверстия внутренней полумуфты магнитной муфты должен соответствовать диаметру вала электродвигателя, используемого в данном компрессоре — 14,5 мм).

В отрасли накоплен опыт в разработке магнитных муфт с высококоэрцитивными постоянными магнитами для различных герметичных машин и аппаратов. Однако стандартные магнитные муфты [1] изготовляют с наружным диаметром внутренней полумуфты (размер по магнитам) D_i = 71; 90; 120; 133; 158; 180; 233 мм.

Первой особенностью конструкции магнитной муфты, представленной на рисунке, является то, что наружный диаметр внутренней полумуфты *2* (размер по магнитам) составляет D_i = 49 мм [2, 3], а наружный диаметр внутренней полумуфты *2* — d = 50 мм [1, табл. 5]).

Вторая особенность этой муфты состоит в том, что длина B магнита меньше его ширины A (ранее расчеты выполнялись при условии, что размер B больше или равен размеру A).

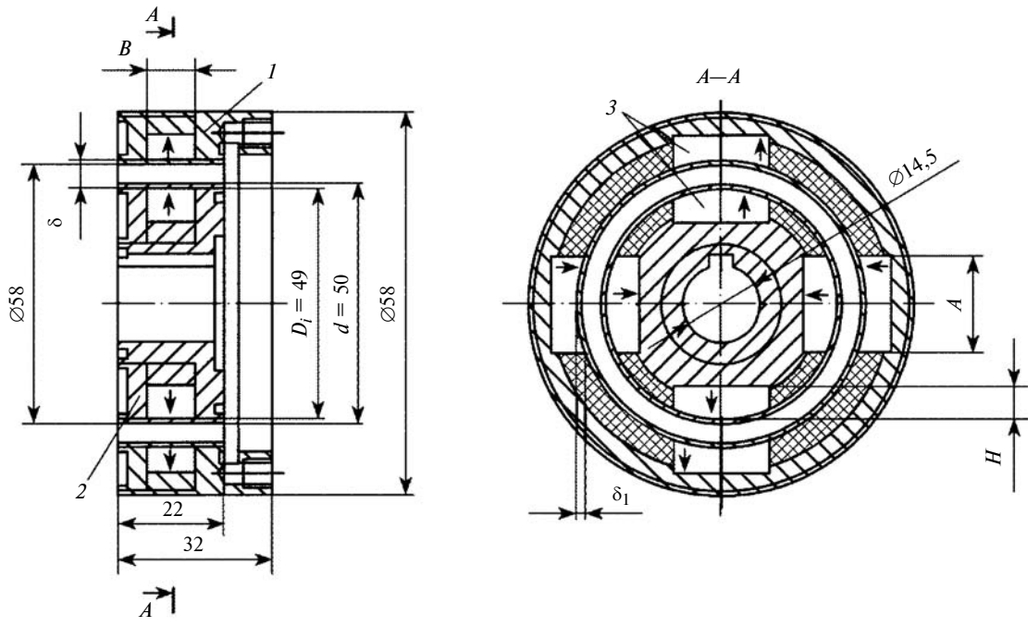
Третья особенность — толщина магнита H = 7 мм (в стандартных магнитных муфтах H = 10 мм). На практике расчет, разработка и изготовление магнитной муфты с такими особенностями выполнены впервые.

Методика расчета магнитных муфт [2, 3] проверена сравнением результатов расчетов передаваемых ими крутящих моментов с крутящими моментами магнитных муфт, изготовленных со стандартными наружными диаметрами D_i (по магнитам) внутренних полумуфт. Передаваемые ими крутящие моменты превышают соответствующие расчетные значения на 10÷15 %.

Крутящий момент, передаваемый магнитной муфтой, рассчитываем по формуле

$$M_{\max} = Nm(x, z). \qquad (1)$$

Ve0417.fm Page 4 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM



Магнитная цилиндрическая муфта компрессора:
1 и *2* — наружная и внутренняя магнитные полумуфты; *3* — магниты

Здесь:

$N = 4$ — число магнитов в полумуфте;

$m(x, z)$ — максимальный крутящий момент, передаваемый двумя магнитами, расположенными во внутренней и наружной полумуфтах напротив друг друга, Н · м (см. рисунок, поз. *3*), где

$$x = [(D_i + 2\delta - 2\delta_1)\sin\varphi]/2$$

(δ — воздушный зазор между магнитами наружной и внутренней полумуфт, δ_1 — глубина шлифовки магнита, φ — угол поворота наружной полумуфты относительно внутренней);

$$z = [(D_i + 2\delta - 2\delta_1)\cos\varphi]/2 - D_i/2;$$

$$\delta_1 = D_i/2 - \sqrt{(D_i/2)^2 - (0{,}5A)^2};$$

$$\varphi = \operatorname{arctg}(A/(D_i - 2H)).$$

Тогда имеем:

$$m(x, z) = [f_{x1}(x, z)]D_i/2 - [f_{x1}(x, z + 2H)](D_i/2 - 2H); \quad (2)$$

$$f_{x1} = \frac{\mu_0 J^2}{8\pi}\sum_{f=1}^{8}\left[t_f u_f \operatorname{arctg}\left(\frac{s_f t_f}{u_f q_f}\right) - s_f t_f \operatorname{arth}\left(\frac{t_f}{q_f}\right) - \frac{1}{2}(t_f^2 - u_f^2)\operatorname{arth}\left(\frac{s_f}{q_f}\right) + \frac{1}{2}s_f q_f\right], \quad (3)$$

где f_{x1} — сила притяжения (сдвига) двух магнитов, Н; J — намагниченность магнита, А/м; μ_0 — магнитная постоянная, равная $4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м; s_f, t_f, u_f — формулы приведены в таблице; $q_f = \sqrt{s_f^2 + t_f^2 + u_f^2}$.

При расчете по формулам (1)—(3) крутящего момента муфты с высококоэрцитивными постоянными магнитами из сплава редкоземельных элементов неодим—железо—бор с размерами $A \times B \times H = 0{,}02 \times 0{,}01 \times 0{,}007$ м, намагниченностью магнита $J = 795\,774$ А/м, воздушным зазором между магнитами полумуфт $\delta = 0{,}005$ м и $D_i = 0{,}049$ м получаем передаваемый муфтой крутящий момент $M_{\max} = 1{,}41$ Н · м, т. е. момент, передаваемый изготовленной магнитной муфтой должен составлять не менее 1,5 Н · м.

Крутящий момент изготовленной магнитной муфты с приведенными выше параметрами составил 0,8 Н · м (56,7 % от расчетного). Исходя из этого в конструкцию магнитной муфты внесли изменения — применили магниты с намагниченностью $J = 915\,140$ А/м и больших размеров ($A \times B \times H = 0{,}02 \times 0{,}015 \times 0{,}01$ м), габаритные раз-

f	s_f	t_f	u_f
1	$(2x + A)\cos\varphi + A - 2z\sin\varphi$	$2B$	$(2x + A)\sin\varphi + 2z\cos\varphi$
2	$(2x - A)\cos\varphi - A - 2z\sin\varphi$	$2B$	$(2x - A)\sin\varphi + 2z\cos\varphi$
3	$(2x + A)\cos\varphi - A - 2z\sin\varphi$	0	$(2x + A)\sin\varphi + 2z\cos\varphi$
4	$(2x - A)\cos\varphi + A - 2z\sin\varphi$	0	$(2x - A)\sin\varphi + 2z\cos\varphi$
5	$-(2x + A)\cos\varphi + A + 2z\sin\varphi$	$2B$	$-(2x + A)\sin\varphi - 2z\cos\varphi$
6	$-(2x - A)\cos\varphi - A + 2z\sin\varphi$	$2B$	$-(2x - A)\sin\varphi - 2z\cos\varphi$
7	$-(2x + A)\cos\varphi - A + 2z\sin\varphi$	0	$-(2x + A)\sin\varphi - 2z\cos\varphi$
8	$-(2x - A)\cos\varphi + A + 2z\sin\varphi$	0	$-(2x - A)\sin\varphi - 2z\cos\varphi$

Ve0417.fm Page 5 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 621.81

Б. М. БАЗРОВ, д-р техн. наук (ИМАШ РАН им. А. А. Благонравова), e-mail: modul_lab@mail.ru

Теория и практика базирования в машиностроении

Проанализированы основные положения теории базирования, их дальнейшее уточнение, развитие и применение при проектировании конструкций изделий, технологической оснастки и технологического процесса изготовления деталей.

Ключевые слова: изделие, конструкция, модуль, базирование, база, деталь, опорные точки.

The fundamental principles of the referencing theory, their further refinement, development and application at design of products structure, manufacturing jigs and manufacturing process of parts production are analyzed.

Keywords: product, structure, module, referencing, base, part, datum point.

В последние годы появилось значительное число публикаций, посвященных вопросам базирования, например работы Ю. А. Новоселова [1], Е. Н. Колыбенко [2], Ф. Н. Абрамова [3]. Это можно объяснить возникающими при решении задач базирования предметов (деталей, заготовок, узлов, сборочных единиц) многочисленными вопросами, связанными с базированием скрытыми базами, сложными поверхностями или при реализации одного и того же комплекта баз явными, скрытыми базами либо их комбинациями и т. д. Перечисленное свидетельствует о необходимости дальнейшего развития теории базирования.

Фундаментальным трудом в теории базирования является работа [4] проф. Б. С. Балакшина, на основе которой разработан ГОСТ 21495—76 [5]. В ней изложены основные положения теории базирования, которые не изменились со времени их опубликования.

В работах [1]—[3] подвергаются критике некоторые положения и определения этой теории базирования. Однако надо отметить, что данная теория базирования до сих пор не утратила актуальности и имеет право на существование, но, несомненно, требует совершенствования и дальнейшего развития, чему и посвящена данная статья.

Теория базирования опирается на положение теоретической механики, согласно которому абсолютно твердое тело в пространстве имеет шесть степеней свободы (три линейных перемещения и три вращения).

В соответствии с этим положением, чтобы предмет базирования был неподвижен, он должен быть лишен всех степеней свободы.

Тогда положение абсолютно твердого тела произвольной формы в прямоугольной системе координат *ZYX* (рис. 1, *а*) будет определяться положением трех его точек (*a*, *b*, *c*), не лежащих на одной прямой. Положение каждой точки в пространстве определяется тремя независимыми координатами (например, точки *a* — координатами *aa'*, *aa"*, *aa"'*,

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 3)

меры полумуфт магнитной муфты при этом не изменились. Расчетный максимальный крутящий момент магнитной муфты с данными магнитами составил M_{max} = 3,27 Н · м. Крутящий момент изготовленной муфты составил 2,35 Н · м (71 % от расчетного). Изготовленная магнитная муфта соответствовала техническим требованиям (крутящий момент, передаваемый муфтой, должен быть не менее 1,5 Н · м) и была отправлена заказчику.

Таким образом, впервые разработана магнитная муфта с магнитами, длина *B* которых меньше ширины *A*, и с небольшим диаметром *d* внутренней полумуфты. В методику расчета магнитной муфты с размерами магнитов $B < A$ и толщиной $H = 7$ мм (меньше 10 мм) необходимо внести поправку: расчетный момент должен в 1,8 раза превышать заданный (для магнита со стандартной толщиной $H = 10$ мм необходимо, чтобы расчетный момент в 1,5 раза превышал заданный).

Причина уменьшения крутящего момента изготовленной магнитной муфты относительно расчетного момента муфты с размером *d* внутренней полумуфты меньше стандартного — снятие большого количества магнитного материала с магнита, имеющего форму прямоугольной призмы, при выполнении шлифовальной операции (см. рисунок, размер δ_1) и соответственно уменьшение его намагниченности *J* (магнит становится более тонким).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Красильников А. Я., Красильников А. А.** Стандартные конструкции магнитных систем и магнитных муфт для герметичного оборудования // Атомная энергия. 2015. Т. 118. Вып. 1. С. 29—33.

2. **Красильников А. Я.** Особенности использования магнитной муфты в конструкциях герметичных машин: Монография. 4-е изд., перераб. и доп. Екатеринбург: УрФУ, 2012. 251 с.

3. **Красильников А. Я.** Методика выбора магнитных муфт для герметичных машин // Вестник машиностроения. 2003. № 4. С. 13—18.

Ve0417.fm Page 6 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

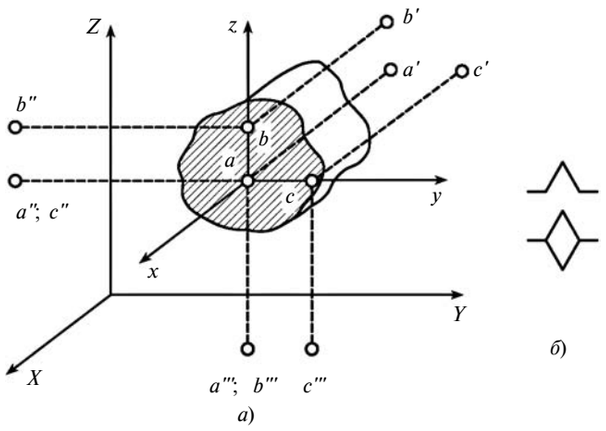


Рис. 1. Положение абсолютно твердого тела произвольной формы в прямоугольной системе координат *XYZ*

точки *b* — координатами *bb′*, *bb″*, *bb‴*, точки *c* — координатами *cc′*, *cc″*, *cc‴*), где под координатой понимается связь, лишающая тело одной степени свободы. Приведенные девять координат лишают тело следующих степеней свободы:

координаты *aa′*, *aa″*, *aa‴* — трех перемещений вдоль осей *Z*, *Y*, *X*;

координаты *bb′*, *bb″*, *bb‴* — вращений вокруг осей соответственно *Y*, *X* и перемещения вдоль оси *Z*;

координаты *cc′*, *cc″*, *cc‴* — вращений вокруг осей соответственно *Z*, *X* и перемещения вдоль оси *Y*.

Согласно рис. 1 координаты *bb‴*, *cc″*, *cc‴* вторично лишают тело степеней свободы, которых оно уже лишено. Поэтому для лишения тела всех степеней свободы необходимо наложить на него шесть связей (независимых координат).

При этом координаты одной из трех точек тела накладывают ограничения на его перемещения по трем осям, две координаты второй точки лишают тело двух поворотов вокруг первой точки, третья координата лишает точку поворота вокруг линии, соединяющей первую и вторую точки.

Перечисленные шесть координат относятся к следующим координатным плоскостям прямоугольной системы: координаты первой точки — по одной координате к каждой координатной плоскости, второй точки — по одной координате к первой и второй координатным плоскостям, координата третьей точки — к первой координатной плоскости.

В результате получаем распределение координат трех точек по координатным плоскостям по схеме 3—2—1. Назовем ее *теоретической схемой базирования*. При таком распределении координат они лишают предмет базирования в первой координатной плоскости трех степеней свободы: одного перемещения и двух поворотов, во второй координатной плоскости — двух степеней свободы: одного перемещения и одного поворота, в третьей координатной плоскости — одной степени свободы — перемещения.

При перемещении предмета по перечисленным координатам до соприкосновения с координатными плоскостями возникнут шесть опорных точек. Видимо, поэтому появилось правило базирования по шести точкам. Опорные точки обозначают знаками, приведенными на рис. 1, *б*. Каждая опорная точка лишает предмет одной степени свободы в направлении точки. Для учета этого на схеме базирования к условному изображению опорной точки добавляют черту, как показано на рис. 2 [6].

В теории базирования используют основные понятия: базирование, база, комплект баз, схема базирования [4, 5], с помощью которых описывается процесс базирования.

Согласно ГОСТ 21495—76 базирование — "придание заготовке или изделию требуемого положения относительно выбранной системы координат"; база — "поверхность или выполняющее ту же функцию сочетание поверхностей, ось, точка, принадлежащая заготовке или изделию и используемая для базирования".

Однако в качестве баз используют также и элементы симметрии предмета базирования — точку на линии, центр на плоскости, центр в пространстве, линию, плоскость и ось симметрии (рис. 3).

Кроме того, изделиями могут быть деталь, узел, сборочная единица, которые относятся к одному понятию — предмет.

В соответствии с изложенным предлагаем следующую редакцию понятий базирование и база:

базирование — придание предмету требуемого положения относительно выбранной системы координат;

база — поверхность или выполняющие те же функции сочетание поверхностей, прямая линия, точка, принадлежащие предмету, и элемент его симметрии, используемые для базирования.

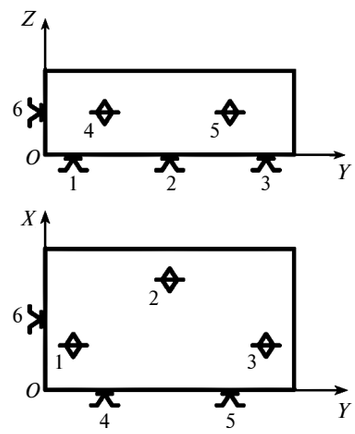


Рис. 2. Схема базирования с новым изображением опорных точек

Ve0417.fm Page 7 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

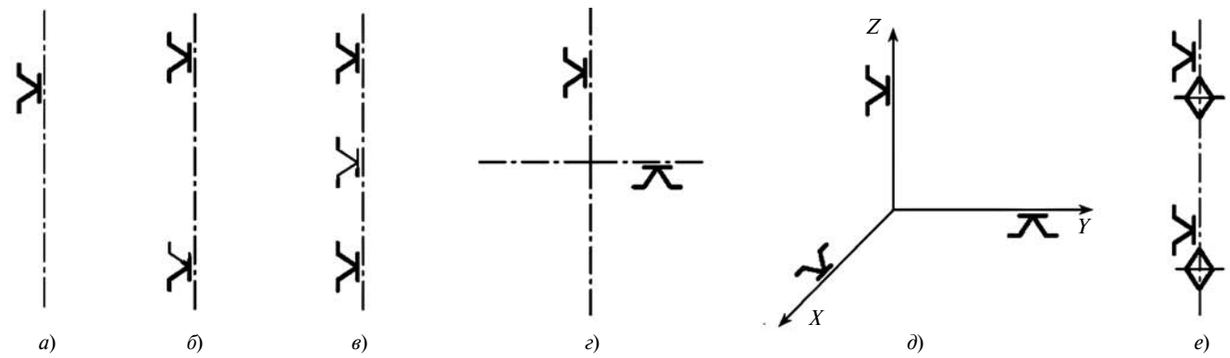


Рис. 3. Элементы симметрии:
а — точка; *б* — линия; *в* — плоскость; *г* — центр на плоскости; *д* — центр в пространстве; *е* — ось

Согласно работе [4] разнообразие баз ограничено пятью наименованиями: установочная (У), направляющая (Н), опорная (О), двойная направляющая (ДН) и двойная опорная (ДО).

Физически процесс базирования предмета произвольной формы начинается с придания ему устойчивого положения под действием его веса, для чего следует сначала лишить предмет с помощью установочной базы трех степеней свободы: одного перемещения и двух поворотов.

После базирования предмета установочной базой он лишается оставшихся трех степеней свободы с помощью направляющей и опорной баз в любой последовательности.

Рассмотрим функциональное назначение и характеристики каждой из перечисленных баз.

Установочная база может быть реализована реальной поверхностью любой формы при условии, что возможно расположение трех опорных точек в одной плоскости, но не лежащих на одной прямой, или плоскостью симметрии (см. рис. 3, *в*).

Все опорные точки располагаются на одной координатной плоскости, лишая предмет базирования одного перемещения и двух поворотов.

Направляющая база — это прямая линия, например в виде риски на плоскости, или образующая цилиндрической поверхности, или линия симметрии (см. рис. 3, *б*), на которой расположены две опорные точки.

Опорные точки располагаются на одной координатной плоскости, лишая предмет одного перемещения и одного поворота.

Опорная база — это небольшая часть ("пятно") реальной поверхности или точка симметрии (см. рис. 3, *а*), которая располагается на координатной плоскости. Опорная база, в зависимости от общей схемы базирования, лишает предмет базирования перемещения (рис. 4, *а*) или поворота (рис. 4, *б*).

Двойная направляющая база — это ось симметрии (см. рис. 3, *е*), лишающая предмет базирования четырех степеней свободы. Ее четыре опорные точки располагаются на двух координатных плоскостях: две опорные точки на одной координатной плоскости лишают предмет базирования перемещения и поворота, а две другие опорные точки на другой координатной плоскости тоже лишают предмет базирования перемещения и поворота.

Двойная опорная база — это центр симметрии на плоскости (см. рис. 3, *г*), ее две опорные точки располагаются на двух координатных плоскостях, лишая предмет двух степеней свободы: двух перемещений, или двух поворотов, или перемещения и поворота в зависимости от общей схемы базирования предмета.

Как уже отмечалось, разнообразие баз ограничивается пятью наименованиями: У, Н, О, ДН, ДО. Однако их недостаточно при базировании предмета центром симметрии в пространстве (см. рис. 3, *д*), например при базировании предмета поверхностью шара. При базировании шаровой поверхностью предмет лишается трех степеней свободы — трех перемещений по трем координатным осям.

В связи с этим необходимо ввести в перечень баз еще одну базу — трехопорную (ТО).

Тройная опорная база — это центр симметрии в пространстве. Ее три опорные точки располагаются на трех координатных плоскостях, лишая предмет трех степеней свободы — трех перемещений по координатным осям.

Как следует из изложенного, каждая из баз У, Н, ДН лишает предмет базирования и перемещения, и поворота независимо от общей схемы его базирования.

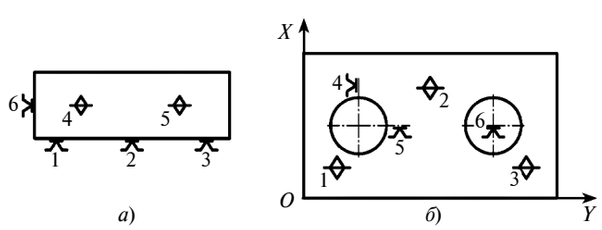


Рис. 4. Варианты опорной базы:
а — предмет лишается перемещения; *б* — предмет лишается поворота

Ve0417.fm Page 8 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

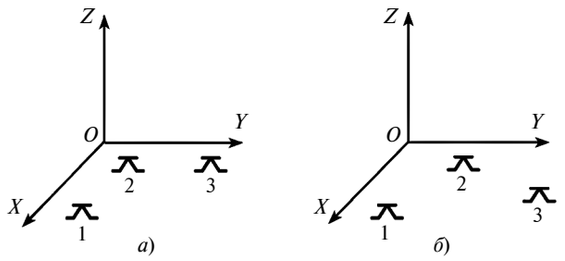


Рис. 5. Схемы расположения опорных точек установочной базы: *а* — правильная; *б* — неправильная

Неизвестно, какие опорные точки баз У, Н, ДН лишают предмет каких степеней свободы — перемещения или поворота. Проявляется это только в процессе базирования предмета. Например, при базировании предмета базой У опорная точка 1, вошедшая в контакт, лишает предмет перемещения, а определить, каких поворотов лишают предмет опорные точки 2 и 3, можно, расположив их по схеме, приведенной на рис. 5, *а*. В этом случае, если опорная точка 2 первой вошла в контакт, то она лишает предмет перемещения по оси *OZ*, тогда точка 3 лишает предмет поворота вокруг оси *OX*, а точка 1 — вокруг оси *OУ*. При расположении опорных точек, как показано на рис. 5, *б*, задача установления, каких поворотов лишают предмет точки 3 и 1, является неопределенной.

Аналогично можно определить функции опорных точек баз Н и ДН.

Из изложенного следует, что на лишение предмета базирования степеней свободы влияет расположение опорных точек на координатной плоскости. Поэтому надо различать *схему распределения числа опорных точек по координатным плоскостям и схему их расположения на координатных плоскостях.*

Что касается схемы базирования, то она объединяет обе схемы.

База может быть явной или скрытой. Согласно ГОСТ 21495—76 явная база — база в виде реальной поверхности, разметочной риски или точки пересечения рисок. Скрытая база — база в виде воображаемой плоскости, оси и точки.

Потребность в скрытой базе объясняется, во-первых, использованием в качестве базы элемента симметрии, который невидим и, во-вторых, наличием у предмета базирования в соответствии с его служебным назначением одной или нескольких степеней свободы. В результате последнего у предмета отсутствует полный набор баз для лишения его всех степеней свободы. Например, ползун имеет одну степень свободы — возвратно-поступательное движение. В покое он лишен и этой степени свободы. Поэтому здесь возникает скрытая база.

Кроме того, в процессе изготовления, как известно, предмет должен быть неподвижен, т. е. лишен всех степеней свободы. Это требует для подвижного предмета введения дополнительных баз, обеспечивающих доведение числа опорных точек до шести.

В этом случае в роли базы выступает скрытая база, введение которой осуществляется следующим образом. Как отмечалось выше, опорные точки любой базы располагаются на плоскостях прямоугольной системы координат. Поэтому сначала на имеющихся базах предмета базирования строят координатные плоскости, затем к ним достраивают недостающие координатные плоскости до получения полной прямоугольной системы координат и на них располагают недостающие опорные точки.

Рассмотрим в качестве примера изготовление отверстия кольца. Заготовкой кольца является диск, который для изготовления отверстия базируется в трехкулачковом патроне (рис. 6).

Базами диска являются торец (установочная база), двойная опорная база (центр симметрии цилиндрической поверхности на плоскости) и опорная база, лишающая диск возможности вращения. В этом примере явной базой является только установочная база.

Чтобы лишить диск оставшихся трех степеней свободы, надо на торце кольца построить координатную плоскость, а через центр цилиндрической поверхности диска перпендикулярно к ней достроить оставшиеся две координатные плоскости и на них расположить две опорные точки (4 и 5) двойной опорной базы и одну опорную точку (6) опорной базы, которые являются скрытыми базами.

Базирование диска базой ДО осуществляется с помощью самоцентрирующего трехкулачкового патрона, а базой О — расположением диска в угловом положении.

В тех случаях, когда возникает потребность в переводе скрытой базы в категорию явной базы, она материализуется в виде рисок, точки пересечения рисок или специальных поверхностей, например в виде центровых отверстий на торцах вала и др.

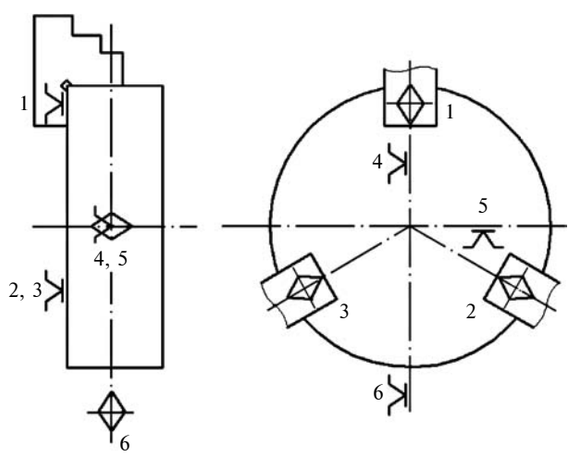


Рис. 6. Схема базирования диска в трехкулачковом патроне

Ve0417.fm Page 9 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

Отметим, что при базировании предмета элементами симметрии опорные точки, расположенные на базах, являются условными, так как физически они не существуют. Поэтому базирование осуществляется только с помощью самоцентрирующих устройств. В этом случае вместо опорных точек возникают *точки контакта* опорных элементов с предметом базирования.

На основании изложенного *под скрытой базой будем понимать базу, опорные точки которой располагаются на плоскости воображаемой прямоугольной системы координат.*

Чтобы лишить предмет базирования всех степеней свободы, необходима совокупность баз, получившая название комплекта баз.

Базирование комплектом баз. С его помощью предмет базирования лишается всех степеней свободы.

Комплект баз формируется из баз шести наименований: У, Н, О, ДН, ДО, ТО, из которых образуются комплекты баз, обеспечивающие лишение предмета базирования всех степеней свободы.

При формировании комплекта баз должны соблюдаться следующие условия:

комплект баз должен содержать шесть опорных точек;

шесть опорных точек должны лишать предмет трех перемещений и трех поворотов.

Например, если в комплект баз входят установочная и двойная направляющая базы, то число опорных точек будет равно семи — нарушается первое условие.

Другой пример: если объединить в один комплект установочную и тройную опорную базы, то при наличии шести опорных точек окажется, что с помощью этих баз предмет лишится четырех перемещений и двух поворотов. В результате одного перемещения предмет лишается дважды и при этом остается одна степень свободы — возможность поворота, т. е. нарушается второе условие.

Исходя из шести наименований баз и перечисленных условий, теоретически возможны следующие комплекты баз: У—Н—О (см. рис. 4, *а*); У—ДО—О (рис. 7, *а*); ДН—О—О (рис. 7, *б*); ДН—ДО (рис. 7, *в*); ТО—ДО—О (рис. 7, *г*); ТО—О—О—О (рис. 7, *д*).

Согласно ГОСТ 21495—76 комплект баз — совокупность трех баз, образующих систему координат заготовки или изделия.

Из перечисленных выше вариантов комплектов баз возможны комплекты, состоящие из двух (ДН—ДО) и четырех (ТО—О—О) баз. Поэтому понятие "комплект баз" запишем в следующей формулировке:

комплект баз — совокупность баз, образующих прямоугольную систему координат предмета базирования.

Проанализируем схемы базирования, реализуемые каждым из шести перечисленных комплектов баз.

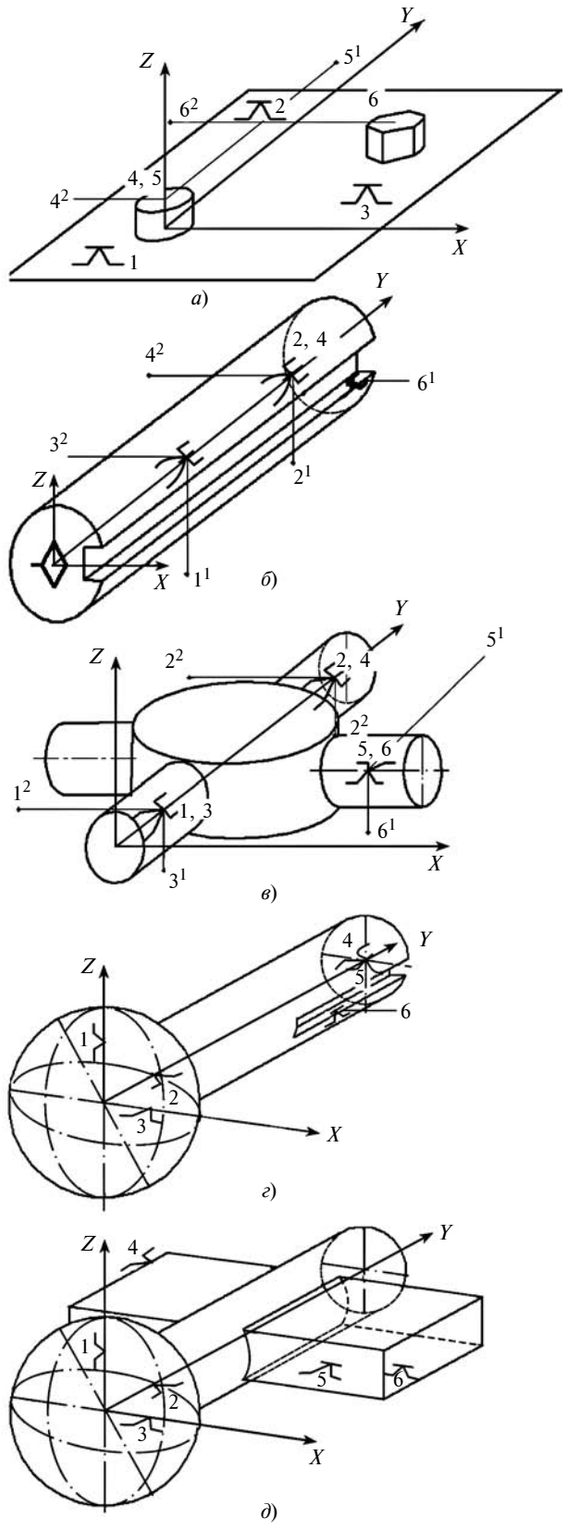


Рис. 7. Схема распределения опорных точек в прямоугольной системе координат при базировании предмета комплектом баз

Ve0417.fm Page 10 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

Базирование комплектом баз У—Н—О. Распределение опорных точек в прямоугольной системе координат показано на рис. 2, из которого следует, что точки 1, 2, 3 установочной базы расположены на плоскости *XOY*, точки 4, 5 направляющей базы — на плоскости *ZOY*, и точка 6 опорной базы — на плоскости *ZOX*.

Эта схема базирования предмета совпадает с теоретической схемой базирования 3—2—1.

Базирование комплектом баз У—ДО—О (см. рис. 7, *а*). В этом случае опорные точки 1, 2, 3 установочной базы расположены на плоскости *XY*, опорные точки 4 и 5 двойной опорной базы — на плоскости *ZY*, опорная точка 6 опорной базы — на плоскости *ZY*. В результате получили схему базирования предмета, совпадающую с теоретической схемой базирования 3—2—1.

Базирование комплектом баз ДН—О—О. Согласно рис. 7, *б* опорные точки распределены следующим образом: точки 1 и 2 двойной направляющей базы расположены на плоскости *ZY*, точки 3 и 4 — на плоскости *XY*, точка 5 опорной базы — на плоскости *ZX*, точка 6 второй опорной базы — на плоскости *ZY*. Таким образом, схема базирования предмета совпадает с теоретической схемой базирования 3—2—1.

Базирование комплектом баз ДН—ДО. Согласно рис. 7, *в* опорные точки распределены следующим образом: точки 1 и 2 двойной направляющей базы расположены на плоскости *ZY*, точки 3 и 4 — на плоскости *XY*; точка 5 двойной опорной базы — на плоскости *XY*, точка 6 — на плоскости *ZX*. Таким образом, схема базирования предмета совпадает с теоретической схемой базирования 3—2—1.

Базирование комплектом баз ТО—ДО—О. Согласно рис. 7, *г* опорные точки 1, 2, 3 трехопорной базы расположены соответственно на координатных плоскостях *ZY*, *ZX*, *YX*, опорная точка 4 двойной опорной базы — на плоскости *ZY*, а ее опорная точка 5 — на плоскости *YX*, опорная точка 6 опорной базы — на плоскости *XY*. Таким образом, схема базирования предмета совпадает с теоретической схемой базирования 3—2—1.

Базирование комплектом баз ТО—О—О—О. Согласно рис. 7, *д* опорные точки 1, 2, 3 трехопорной базы расположены на трех координатных плоскостях, опорная точка 4 первой опорной базы — на плоскости *ZY*, опорная точка 5 второй опорной базы — на плоскости *ZY*, опорная точка 6 третьей опорной базы — на плоскости *YX*. Таким образом, и в этом случае схема базирования предмета совпадает с теоретической схемой базирования 3—2—1.

Анализ распределения опорных точек в прямоугольной системе координат для всех комплектов баз показал, что все они реализуют теоретическую схему базирования 3—2—1.

В связи с этим следует различать теоретическую схему базирования и реальную, под которой понимается распределение опорных точек на базах предметов базирования.

Каждый комплект баз может быть материализован с помощью явных или скрытых баз, или их комбинации.

Пример базирования предмета комплектом явных баз представлен на рис. 2.

Примером базирования предмета комбинацией явных и скрытых баз является базирование комплектом баз У—ДО—О, где в качестве явной установочной базы выступает плоскость, а скрытыми базами являются ДО и О, в роли которых выступает у базы ДО центр симметрии на плоскости, а у базы О — точка симметрии на линии (см. рис. 7, *а*).

Базирование предмета комплектом скрытых баз показано на примере базирования детали типа крестовины комплектом баз ДН—ДО (см. рис. 7, *в*), где ДН — ось симметрии, а ДО — центр симметрии на плоскости.

Из изложенного следует, что один и тот же комплект баз может быть реализован различным образом. В связи с этим возникает необходимость введения понятия, учитывающего отмеченное различие, в качестве которого предлагается понятие *модуль баз*, обозначающее комплект баз, реализованный явными или скрытыми базами или их комбинацией.

На основании изложенного предлагается дополнить понятийный аппарат теории базирования понятиями: теоретическая схема базирования; реальная схема базирования; схема распределения опорных точек по координатным плоскостям прямоугольной системы координат; схема расположения опорных точек на координатной плоскости; модуль баз; точка контакта.

Кроме того, предлагается новая редакция понятий: базирование; база; явная база; скрытая база, а также предлагается ввести новое обозначение опорной точки.

Предложенные изменения, дополнения и уточнения позволяют снять многие вопросы, возникающие при решении задач базирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Новоселов Ю. А.** Системный анализ логики базирования // Вестник машиностроения. 2007. № 3. С. 62—67.

2. **Колыбенко Е. Н.** Системные знания теории базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2004. № 6. С. 58—62; № 8. С. 67—70.

3. **Абрамов Ф. Н.** Влияние погрешностей формы и взаимного расположения базовых поверхностей на точность базирования призматических заготовок с совмещением баз // Вестник машиностроения. 2007. № 3. С. 54—64.

4. **Балакшин Б. С.** Теория и практика технологии машиностроения: В 2 кн. Кн. 2. Основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1982. 367 с.

5. **ГОСТ 21495—76.** Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1981. 11 с.

6. **Базров Б. М.** Расчет точности машин на ЭВМ. М.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1985. 496 с.

Ve0417.fm Page 11 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 531:669.018.95

С. М. ВЕРЕЩАКА, д-р техн. наук, В. В. ДАНИЛЬЦЕВ (Сумский ГУ, Украина, г. Сумы),
e-mail: vereshakasergey@mail.ru

Физико-механические характеристики уплотнительного кольца рабочего колеса центробежного насоса из композиционного материала

Предложена методика определения физико-механических характеристик анизотропного материала с одной плоскостью упругой симметрии. Приведены значения упругих и термоупругих постоянных стеклопластиков, углепластиков, бороластиков и композиционных материалов, выполненных на основе волокон кевлар 49 с различными схемами армирования. Дан анализ напряженного состояния многослойного уплотнительного кольца рабочего колеса центробежного насоса из композиционного материала при тепловом воздействии с заданными физико-механическими характеристиками. Установлено, что увеличение температуры на поверхности композитного уплотнительного кольца заметно влияет на напряженное состояние.

Ключевые слова: физико-механические характеристики, уплотнительное кольцо, тепловое воздействие, композит.

The methodic of determination of physical and mechanical characteristics of an anisotropic material with one plain of elastic symmetry is suggested. The values for elastic and thermoelastic permanent fiberglasses, carbon fibers, boron-fiber plastics and composite materials on the base of Kevlar 49 fibers with various reinforcement schemes are presented. The analysis to the stressed state of a multi-layered O-ring of a running wheel of a centrifugal pump from a composite material at thermal exposure with specified physical and mechanical characteristics is given. It is determined, that increase of temperature on the surface of an O-ring has a significant influence on the stressed state.

Keywords: physical and mechanical characteristics, O-ring, thermal exposure, composite.

Все насосы, работающие с легкими углеводородами, подвержены нескольким угрозам. Во-первых, легкие углеводороды не обладают свойствами, достаточными для обеспечения смазывания контактирующих поверхностей вращающихся и неподвижных деталей. Во-вторых, большинство производственных процессов с легкими углеводородами осуществляются при таких условиях, которые создают вероятность работы насоса всухую. Для устранения таких угроз предлагается использовать уплотнительные кольца из композиционных материалов. Насосы, оборудованные деталями из композитов, менее подвержены повреждениям при сбоях производственного процесса. Кроме того, использование таких деталей дает возможность уменьшить зазор между подверженными износу кольцами и валом, что повышает устойчивость и эффективность работы. При работе насоса всухую или при контакте вращающихся и неподвижных деталей во время нерасчетного режима детали либо не будут повреждены, либо износ будет существенно меньшим, чем у насосов с металлическими кольцами, которые могут заклиниться, что вызовет поломку и возможность выброса технологической жидкости в атмосферу. Уменьшенный зазор между изнашиваемым кольцом и валом повышает устойчивость ротора, снижает вибрацию и отклонения вала в местах механических уплотнений.

Свойства компонентов композиционных материалов проектируемых конструкций и возможные варианты схем их армирования весьма разнообразны. В композите с регулярной структурой, как правило, присутствуют повторяющиеся элементы в виде однонаправленных слоев. Пренебрегая неоднородностью структуры на микроуровне каждого слоя, можно найти эффективные характеристики отдельных слоев на макроуровне. При этом деформационная модель материала имеет квазиоднородную структуру, составленную из различных слоев.

В основу приближенного расчета упругих характеристик композиционных материалов положен принцип суммирования повторяющихся элементарных слоев. Упругие характеристики элементарного слоя определяют в два этапа [1—6].

Вначале находят характеристики приведенной матрицы путем усреднения упругих свойств волокон ортогонально-армированного материала слоя. Считается, что компоненты материала (волокно и матрица) изотропны, линейно упруги и работают совместно на всех этапах деформирования. Кроме того, приняты допущения, согласно которым: не учитываются напряжения, перпендикулярные к волокнам при действии нормальной нагрузки вдоль волокон; поперечные деформации при растяжении-сжатии каждой компоненты пропорциональны ее объемному содержанию в материале; на границе волокно — матрица исключается рассмотрение концентрации напряжения. На втором этапе осуществляют расчет характеристик слоя, исходя из упругих свойств волокон и матрицы.

При изготовлении и эксплуатации многослойных конструкций из композитов на межслойных границах контакта жестких армированных слоев образуется тонкий мягкий клеевой слой, а также различного рода структурные несовершенства, например непроклеенные участки или отслоения. Поэтому изучение напряженного состояния арми-

Ve0417.fm Page 12 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

рованных оболочек при действии как статической, так и тепловой нагрузки на основе дискретно-структурной теории многослойных оболочек, когда учитывается величина изменения контактных напряжений на межслойных границах, представляется актуальным. Подробный анализ развития дискретно-структурной теории слоистых оболочек дан в работах [7, 8].

Упругие постоянные. Экспериментальные данные [5] хорошо совпадают со значениями упругих характеристик композитов, полученными на основе методов, представленных в работах [1, 2, 4]. Для ортотропного материала расчетные зависимости упругих характеристик армированного высокомодульными волокнами слоя имеют вид:

$$E_1^k = \psi_1^k E_в + \frac{(1-\psi_1^k)(1+\psi_3^k)}{1-\psi_3^k} E_м;$$

$$E_2^k = \frac{(1+\psi_3^k)}{(1-\psi_1^k)(1-\psi_3^k)(1-\nu_в^2)} E_м;$$

$$E_3^k = \psi_3^k E_в + \frac{(1+\psi_3^k)}{(1-\psi_1^k)(1-\nu_в^2)} E_м;$$

$$G_{12}^k = \frac{1+\psi_1^k}{(1-\psi_1^k)(1+\psi_3^k)} G_м;$$

$$G_{13}^k = \frac{(1+\psi_1^k)(1+\psi_3^k)}{(1-\psi_1^k)(1-\psi_3^k)} G_м;$$

$$G_{23}^k = \frac{1+\psi_3^k}{(1-\psi_3^k)(1-\psi_1^k)} G_м;$$

$$\nu_{12}^k = \frac{\nu_в\psi_1^k + (1-\psi_1^k)\nu_м}{(1+\psi_3^k)};$$

$$\nu_{13}^k = \nu_в\psi_3^k + (1-\psi_3^k)\nu_м;$$

$$\nu_{23}^k = \nu_в\psi_3^k + (1-\psi_3^k)\nu_м. \qquad (1)$$

Здесь и далее индекс "в" относится к арматуре, "м" — к связующему; ψ_1^k, ψ_3^k — относительное объемное содержание арматуры слоя в направлении осей 1 и 3 (рис. 1);

$$G_в = \frac{E_в}{2(1+\nu_в)}; \quad G_м = \frac{E_м}{2(1+\nu_м)}, \qquad (2)$$

где $E_в$, $E_м$ — модули упругости; $\nu_в$, $\nu_м$ — коэффициенты Пуассона.

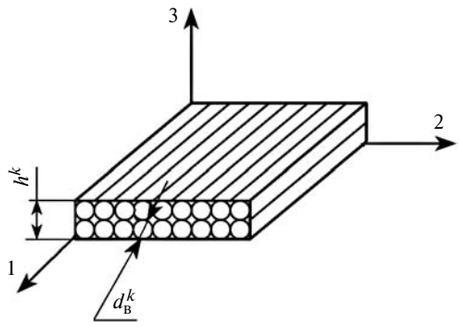


Рис. 1. Схема к расчету упругих характеристик слоя из ортотропного материала, армированного однонаправленными высокомодульными волокнами

Коэффициент армирования ψ_1^k, характеризующий относительное объемное содержание волокон, определяется выражением

$$\psi_1^k = \frac{\pi(d_в^k)^2}{4h^k} i_в^k, \qquad (3)$$

где h^k — толщина армированного слоя; $d_в^k$ — диаметр волокон; $i_в^k$ — частота армирования.

Величина ψ_3^k определяется по эмпирическим зависимостям, полученным на основе экспериментальных исследований, и, как правило, изменяется в интервале $\psi_3^k = (0{,}05 \div 0{,}15)\psi_1^k$. Геометрия однонаправленно армированного слоя показана на рис. 1. Все величины с индексом "k" относим к k-слою оболочки.

Соотношения упругости для ортотропного, однонаправленно армированного слоя в его осях симметрии 1 и 2 (см. рис. 1) с учетом физико-технических постоянных (1)—(3) в матричной форме имеют вид:

$$\{\sigma^k\} = [A^k]\{\varepsilon^k\}; \qquad (4)$$

$$\{\varepsilon^k\} = [B^k]\{\sigma^k\}, \qquad (5)$$

где $\sigma_k = [\sigma_{11}^k, \sigma_{22}^k, \sigma_{33}^k, \sigma_{23}^k, \sigma_{13}^k, \sigma_{12}^k]^т$; $\varepsilon_k = [\varepsilon_{11}^k, \varepsilon_{22}^k, \varepsilon_{33}^k, \gamma_{23}^k, \gamma_{13}^k, \gamma_{12}^k]^т$ — матрицы-столбцы напряжений и деформаций слоя в направлении осей 1, 2, 3;

$$A^k = \begin{bmatrix} a_{11}^k & a_{12}^k & a_{13}^k & 0 & 0 & 0 \\ a_{21}^k & a_{22}^k & a_{23}^k & 0 & 0 & 0 \\ a_{31}^k & a_{32}^k & a_{33}^k & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{44}^k & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{55}^k & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{66}^k \end{bmatrix};$$

$$B^k = \begin{bmatrix} b_{11}^k & b_{12}^k & b_{13}^k & 0 & 0 & 0 \\ b_{21}^k & b_{22}^k & b_{23}^k & 0 & 0 & 0 \\ b_{31}^k & b_{32}^k & b_{33}^k & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_{44}^k & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_{55}^k & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{66}^k \end{bmatrix} —$$

матрицы жесткости и податливости ортотропного k-слоя.

Решая одновременно системы уравнений (4) и (5) относительно коэффициентов жесткости a_{ij}^k, можно составить зависимость

$$[A^k] = [B^k]^{-1}.$$

Как известно, коэффициенты податливости b_{ij}^k составляют:

$$b_{11}^k = \frac{1}{E_1^k};\ b_{12}^k = -\frac{\nu_{21}^k}{E_2^k};\ b_{13}^k = -\frac{\nu_{31}^k}{E_3^k};\ b_{21}^k = -\frac{\nu_{12}^k}{E_1^k};$$

$$b_{22}^k = \frac{1}{E_2^k};\ b_{23}^k = -\frac{\nu_{32}^k}{E_3^k};\ b_{31}^k = -\frac{\nu_{13}^k}{E_1^k};\ b_{32}^k = -\frac{\nu_{23}^k}{E_2^k};$$

$$b_{33}^k = \frac{1}{E_3^k};\ b_{44}^k = \frac{1}{G_{23}^k};\ b_{55}^k = \frac{1}{G_{13}^k};\ b_{66}^k = \frac{1}{G_{12}^k}.$$

Пусть композит состоит из нескольких разно ориентированных слоев однонаправленного материала с заданными ортогональными системами координат: основной — $\alpha\beta z$ и локальными — 1^k2^kz ($k = 1, 2, ..., n$). Здесь k — номер однонаправленного слоя в пакете многослойного материала, n — число слоев.

Таким образом, в повернутых осях α, β, z армированный слой имеет свойства анизотропного материала с одной плоскостью упругой симметрии. Соотношения упругости такого слоя имеют вид:

$$\{\sigma_{\alpha\beta}^k\} = \left[A^{\varphi^k}\right]\{\varepsilon_{\alpha\beta}^k\}, \qquad (6)$$

где $\{\sigma_{\alpha\beta}^k\} = \{\sigma_\alpha^k,\ \sigma_\beta^k,\ \sigma_z^k,\ \tau_{\beta z}^k,\ \tau_{\alpha z}^k,\ \tau_{\alpha\beta}^k\}^{\mathrm{T}}$; $\{\varepsilon_{\alpha\beta}^k\} = \{\varepsilon_\alpha^k,\ \varepsilon_\beta^k,\ \varepsilon_z^k,\ \gamma_{\beta z}^k,\ \gamma_{\alpha z}^k,\ \gamma_{\alpha\beta}^k\}^{\mathrm{T}}$ — матрицы-столбцы напряжений и деформаций k-слоя в направлении осей α, β, z; φ^k — угол между осями общей системы координат и осями локальной системы координат k-слоя композита.

Систему уравнений (6) для дальнейших преобразований удобно записать в виде:

$$\begin{cases} \{\sigma_\alpha^k\} = \left[A_\alpha^{\varphi^k}\right]\{\varepsilon_\alpha^k\}; \\ \{\sigma_{\alpha 3}^k\} = \left[A_{\alpha 3}^{\varphi^k}\right]\{\varepsilon_{\alpha 3}^k\}, \end{cases} \qquad (7)$$

где $\{\sigma_\alpha^k\} = \{\sigma_\alpha^k,\ \sigma_\beta^k,\ \sigma_z^k,\ \tau_{\alpha\beta}^k\}^{\mathrm{T}}$; $\{\sigma_{\alpha 3}^k\} = \{\tau_{\beta z}^k,\ \tau_{\alpha z}^k\}^{\mathrm{T}}$; $\{\varepsilon_\alpha^k\} = \{\varepsilon_\alpha^k,\ \varepsilon_\beta^k,\ \varepsilon_z^k,\ \gamma_{\alpha\beta}^k\}^{\mathrm{T}}$; $\{\varepsilon_{\alpha 3}^k\} = \{\gamma_{\beta z}^k,\ \gamma_{\alpha z}^k\}^{\mathrm{T}}$;

$$\left[A_\alpha^{\varphi^k}\right] = \begin{bmatrix} a_{11}^{\varphi^k} & a_{12}^{\varphi^k} & a_{13}^{\varphi^k} & a_{16}^{\varphi^k} \\ & a_{22}^{\varphi^k} & a_{23}^{\varphi^k} & a_{26}^{\varphi^k} \\ & \text{сим.} & a_{33}^{\varphi^k} & a_{36}^{\varphi^k} \\ & & & a_{66}^{\varphi^k} \end{bmatrix};\ \left[A_{\alpha 3}^{\varphi^k}\right] = \begin{bmatrix} a_{44}^{\varphi^k} & a_{45}^{\varphi^k} \\ \text{сим.} & a_{55}^{\varphi^k} \end{bmatrix};$$

$$a_{11}^{\varphi^k} = c^4 a_{11}^k + s^4 a_{22}^k + 2(a_{12}^k + 2a_{66}^k)s^2c^2 + s^4 a_{44}^k;$$

$$a_{22}^{\varphi^k} = s^4 a_{11}^k + c^4 a_{22}^k + 2(a_{12}^k + 2a_{66}^k)s^2c^2 + c^4 a_{44}^k;$$

$$a_{12}^{\varphi^k} = (a_{11}^k + a_{22}^k - 2a_{12}^k - 4a_{66}^k)s^2c^2 + a_{12}^k;$$

$$a_{16}^{\varphi^k} = [s^2 a_{22}^k - c^2 a_{11}^k + (a_{12}^k + 2a_{66}^k)(c^2 - s^2)]sc;$$

$$a_{26}^{\varphi^k} = [c^2 a_{22}^k - s^2 a_{11}^k - (a_{12}^k + 2a_{66}^k)(c^2 - s^2)]sc;$$

$$a_{33}^{\varphi^k} = a_{33}^k;\ a_{13}^{\varphi^k} = c^2 a_{13}^k + s^2 a_{23}^k;\ a_{23}^{\varphi^k} = s^2 a_{13}^k + c^2 a_{23}^k;$$

$$a_{44}^{\varphi^k} = c^2 a_{44}^k + s^2 a_{55}^k;\ a_{55}^{\varphi^k} = s^2 a_{44}^k + c^2 a_{55}^k;$$

$$a_{45}^{\varphi^k} = (a_{44}^k - a_{55}^k)sc;\ a_{36}^{\varphi^k} = (a_{23}^k - a_{13}^k)sc;$$

$$a_{66}^{\varphi^k} = (a_{11}^k + a_{22}^k - 2a_{12}^k + 4a_{66}^k)s^2c^2 + a_{66}^k.$$

Здесь и далее введены обозначения: $c = \cos\varphi$, $s = \sin\varphi$.

Когда композит является набором n разно ориентированных слоев однонаправленного материала, интегральные упругие характеристики рассмотренного пакета слоев находят из соотношений:

$$\{\sigma_\alpha\} = [A_\alpha]\{\varepsilon_\alpha\};\quad \{\sigma_{\alpha 3}\} = [A_{\alpha 3}]\{\varepsilon_{\alpha 3}\} \qquad (8)$$

или

$$\begin{Bmatrix} \sigma_\alpha \\ \sigma_\beta \\ \sigma_z \\ \tau_{\alpha\beta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{16} \\ & a_{22} & a_{23} & a_{26} \\ & \text{сим.} & a_{33} & a_{36} \\ & & & a_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_\alpha \\ \varepsilon_\beta \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{\alpha\beta} \end{Bmatrix};$$

$$\begin{Bmatrix} \tau_{\beta z} \\ \tau_{\alpha z} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{44} & a_{45} \\ \text{сим.} & a_{55} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \gamma_{\beta z} \\ \gamma_{\alpha z} \end{Bmatrix}. \qquad (9)$$

Здесь $a_{ij} = \sum_{k=1}^{n} a_{ij}^{\varphi^k} \bar{h}^k$, где $\bar{h}^k = \frac{h^k}{h}$ ($k = 1, 2, 3, ..., n$) — относительная толщина k-слоя.

Упругие постоянные многослойного композита при растяжении можно получить, записав систему уравнений (9) в виде:

$$\begin{cases} \sigma_\alpha = a_{11}\varepsilon_\alpha + a_{12}\varepsilon_\beta + a_{13}\varepsilon_z + a_{16}\gamma_{\alpha\beta}; \\ 0 = a_{12}\varepsilon_\alpha + a_{22}\varepsilon_\beta + a_{23}\varepsilon_z + a_{26}\gamma_{\alpha\beta}; \\ 0 = a_{13}\varepsilon_\alpha + a_{23}\varepsilon_\beta + a_{33}\varepsilon_z + a_{36}\gamma_{\alpha\beta}; \\ 0 = a_{16}\varepsilon_\alpha + a_{26}\varepsilon_\beta + a_{36}\varepsilon_z + a_{66}\gamma_{\alpha\beta}. \end{cases} \quad (10)$$

Подставив выражение $E_\alpha = \sigma_\alpha/\varepsilon_\alpha$ в первое уравнение системы уравнений (10), предварительно записав деформации ε_β, ε_z, $\gamma_{\alpha\beta}$ как функции параметра ε_α с помощью трех последних уравнений системы (10), нетрудно найти значения E_α:

$$E_\alpha = \frac{\det[A_\alpha]}{M_{11}}. \quad (11)$$

В формуле (11) M_{11} — минор элемента a_{11} обобщенной матрицы $[A_\alpha]$. Аналогичным путем находят другие значения упругих постоянных:

модули упругости первого рода —

$$E_\beta = \frac{\det[A_\alpha]}{M_{22}}; \quad E_z = \frac{\det[A_\alpha]}{M_{33}};$$

модули сдвига —

$$G_{\alpha\beta} = \frac{\det[A_\alpha]}{M_{44}}; \quad G_{\alpha 3} = a_{55} - \frac{(a_{45})^2}{a_{44}};$$

$$G_{\beta 3} = a_{44} - \frac{(a_{45})^2}{a_{55}};$$

коэффициенты Пуассона —

$$\nu_{\alpha\beta} = \frac{M_{12}}{M_{11}}; \quad \nu_{\alpha z} = \frac{M_{13}}{M_{11}}; \quad \nu_{\beta z} = \frac{M_{23}}{M_{22}}.$$

Другие три значения коэффициентов Пуассона $\nu_{\alpha\beta}$, $\nu_{\alpha z}$, $\nu_{\beta z}$ находят с помощью соотношений:

$$\nu_{ij}E_j = \nu_{ji}E_i \quad (i, j = \alpha, \beta, z).$$

В качестве объектов расчетов упругих характеристик многослойного материала рассмотрим углепластик, который состоит из 31 слоя с кодом $[0^\circ_2/90^\circ/0^\circ_2/\pm 45^\circ/(0^\circ_2/90)_2/\pm 45^\circ/\bar{0}^\circ]_S$, и стеклопластик с продольно-поперечной схемой армирования из 21 слоя $[(0^\circ/90^\circ)_5/\bar{0}^\circ]_S$. Сравнение значений упругих постоянных указанных материалов с результатами, приведенными в работах [9, 10], было проведено в работе [7]. Различие значений интегральных физико-механических характеристик многослойного композита не превышает 15 %.

Термоупругие постоянные многослойного композита. Коэффициенты α_{ij}^k ($i, j = 1, 2, 3, 4, 5, 6$) теплового линейного расширения k-слоя при расчетах температурных напряжений наряду с перепадом температур являются одним из основных параметров, влияющих на напряженное состояние конструкции и, соответственно, точность расчетов, которая находится в прямой зависимости от достоверности интегральных значений указанных коэффициентов, полученных для всего пакета разно ориентированных слоев композиционного материала.

Коэффициенты α_{ij}^k определяют изменение размеров однонаправленного слоя как из-за повышения температуры, так и из-за внутренних температурных напряжений, которые возникают в композиционном материале вследствие разности между коэффициентами теплового расширения арматуры и связующего:

$$\alpha_{11}^k = \alpha_м - \frac{(\alpha_м - \alpha_в)\psi_1^k E_в}{\psi_1^k E_в + E_м(1 - \psi_1^k)};$$

$$\alpha_{22}^k = \alpha_в\psi_1^k + \alpha_м(1 - \psi_1^k) + \nu_м\frac{E_в(\alpha_м - \alpha_в)(1 - \psi_1^k)}{E_в(1 - \psi_1^k) + E_м\psi_1^k};$$

$$\alpha_{33}^k = \alpha_м - \frac{(\alpha_м - \alpha_в)E_в\psi_3^k}{E_в\psi_3^k + E_м(1 - \psi_1^k)};$$

$$\alpha_{44}^k = \frac{(1 - \psi_1^k)(1 + \psi_3^k)\alpha_{33}^k}{2(1 - \psi_3^k)(1 + \nu_{32}^k)};$$

$$\alpha_{55}^k = \frac{(1 + \psi_3^k)\psi_1^k\alpha_{33}^k}{2(1 - \psi_3^k)(1 + \nu_{31}^k)},$$

где $\alpha_в$ и $E_в$, $\alpha_м$ и $E_м$ — коэффициенты линейного теплового расширения и модули упругости материала арматуры и связующего соответственно.

Считая структуру однонаправленного k-слоя симметричной относительно главных координатных линий локальной системы координат, можно утверждать, что коэффициенты линейного теплового расширения α_{12}^k, α_{23}^k, α_{13}^k, α_{66}^k равны нулю, т. е. выполняется условие

$$\alpha_{12}^k = \alpha_{21}^k = \alpha_{23}^k = \alpha_{32}^k = \alpha_{13}^k = \alpha_{31}^k = \alpha_{66}^k = 0.$$

Таким образом, температурная составляющая упругих деформаций ортотропного k-слоя запишется в виде:

$$\{\varepsilon^{t_k}\} = [\alpha^k]\{t_k\}; \quad \{\varepsilon_{\alpha 3}^{t_k}\} = [\alpha_{\alpha 3}^k]\{t_k^\gamma\}, \quad (12)$$

где $\{\varepsilon^{t_k}\} = \{\varepsilon_{11}^{t_k}, \varepsilon_{22}^{t_k}, \varepsilon_{33}^{t_k}, \gamma_{12}^{t_k}\}^T$; $\{t_k\} = \{t_k, t_k, t_k, t_k\}^T$; $\{\varepsilon_{\alpha 3}^{t_k}\} = \{\gamma_{23}^{t_k}, \gamma_{13}^{t_k}\}^T$; $\{t_k^\gamma\} = \{t_k, t_k\}^T$;

$$[\alpha^k] = \begin{bmatrix} \alpha_{11}^k & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_{22}^k & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha_{33}^k & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \alpha_{66}^k \end{bmatrix}; \; [\alpha_{\alpha 3}^k] = \begin{bmatrix} \alpha_{44}^k & 0 \\ 0 & \alpha_{55}^k \end{bmatrix}.$$

В повернутых осях α, β, z армированный слой имеет свойства анизотропного материала с одной плоскостью упругой симметрии. По аналогии с выражениями (7) температурную составляющую упругих деформаций (12) k-слоя запишем в виде:

$$\{\varepsilon_{\alpha}^{t_k}\} = [\alpha^{\varphi^k}]\{t_k\}; \quad \{\varepsilon_{\alpha 3}^{t_k}\} = [\alpha_{\alpha 3}^{\varphi^k}]\{t_k^{\gamma}\}. \qquad (13)$$

Здесь приняты обозначения:

$$\{\varepsilon_{\alpha}^{t_k}\} = \{\varepsilon_{\alpha}^{t_k}, \; \varepsilon_{\beta}^{t_k}, \; \varepsilon_{z}^{t_k}, \; \gamma_{\alpha\beta}^{t_k}\}^{\mathrm{T}}; \quad \{\varepsilon_{\alpha 3}^{t_k}\} = \{\gamma_{\beta z}^{t_k}, \; \gamma_{\alpha z}^{t_k}\}^{\mathrm{T}};$$

$$[\alpha^{\varphi^k}] = \begin{bmatrix} \alpha_{11}^{\varphi^k} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_{22}^{\varphi^k} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha_{33}^{\varphi^k} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \alpha_{66}^{\varphi^k} \end{bmatrix}; \; [\alpha_{\alpha 3}^{\varphi^k}] = \begin{bmatrix} \alpha_{44}^{\varphi^k} & 0 \\ 0 & \alpha_{55}^{\varphi^k} \end{bmatrix},$$

где:

$$\alpha_{11}^{\varphi^k} = c^2\alpha_{11}^k + s^2\alpha_{22}^k; \quad \alpha_{22}^{\varphi^k} = s^2\alpha_{11}^k + c^2\alpha_{22}^k;$$

$$\alpha_{33}^{\varphi^k} = \alpha_{33}^k; \quad \alpha_{66}^{\varphi^k} = 2(\alpha_{22}^k - \alpha_{12}^k)sc;$$

$$\alpha_{55}^{\varphi^k} = c\alpha_{44}^k + s\alpha_{55}^k; \quad \alpha_{44}^{\varphi^k} = -s\alpha_{44}^k + c\alpha_{55}^k.$$

Если композит представляет собой набор n разно ориентированных слоев однонаправленного материала, приведенные коэффициенты теплового линейного расширения всего пакета нетрудно найти, следуя алгоритму (8), (9).

Тогда

$$\{\varepsilon^t\} = [\alpha]\{t\}; \quad \{\varepsilon_{\alpha 3}^t\} = [\alpha_{\alpha 3}]\{t^{\gamma}\}, \qquad (14)$$

где $\{\varepsilon^t\} = \{\varepsilon_{\alpha}^t, \; \varepsilon_{\beta}^t, \; \varepsilon_{z}^t, \; \varepsilon_{\alpha\beta}^t\}^{\mathrm{T}}$; $\{\varepsilon_{\alpha 3}^t\} = \{\gamma_{\beta z}^t, \; \gamma_{\alpha z}^t\}^{\mathrm{T}}$;

$$[\alpha] = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha_{33} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \alpha_{66} \end{bmatrix}; \quad [\alpha_{\alpha 3}] = \begin{bmatrix} \alpha_{44} & 0 \\ 0 & \alpha_{55} \end{bmatrix}.$$

Здесь $\alpha_{ij} = \sum\limits_{k=1}^{n} \alpha_{ij}^{\varphi^k} \bar{h}^k$, где $\bar{h}^k = \dfrac{h^k}{h}$ $(k = 1, 2, 3, ..., n)$.

По аналогии с алгоритмом, представленным выше, определяются приведенные значения коэффициентов теплопроводности многослойного анизотропного материала. При этом считается, что вектор теплового потока и градиент температуры во всех фазах композиции связаны линейным законом теплопроводности Фурье. Кроме того, на границах армирующих элементов с матрицей, а также на границах соседних однонаправленных слоев, реализуется идеальный термомеханический контакт, который характеризуется непрерывностью полей температур, перемещений и векторов тепловых потоков.

Коэффициенты теплопроводности λ_{ij}^k определяют усредненную величину теплового потока через соответствующие элементарные площадки однонаправленного слоя и с достаточной точностью для инженерных расчетов могут быть представлены в виде:

$$\lambda_{11}^k = \lambda_{\text{в}}\psi_1^k + \lambda_{\text{м}}(1 - \psi_1^k);$$

$$\lambda_{22}^k = \lambda_{\text{в}}\frac{\lambda_{\text{м}}}{\lambda_{\text{в}}(1 - \psi_1^k) + \lambda_{\text{м}}\psi_1^k};$$

$$\lambda_{33}^k = \lambda_{\text{в}}\frac{\lambda_{\text{м}}(1 - \psi_3^k)}{(1 + \psi_3^k)[\lambda_{\text{в}}(1 - \psi_1^k) + \lambda_{\text{м}}\psi_1^k]},$$

где $\lambda_{\text{в}}$, $\lambda_{\text{м}}$ — коэффициенты теплопроводности материала арматуры и связующего.

Пусть в каждой точке k-слоя имеется плоскость тепловой симметрии, к которой перпендикулярна ось 3 (см. рис. 1). Тогда можно утверждать, что коэффициенты теплопроводности λ_{23}^k, λ_{13}^k, λ_{12}^k равны нулю, т. е. выполняется условие

$$\lambda_{23}^k = \lambda_{13}^k = \lambda_{12}^k = 0.$$

Таким образом, закон Фурье для ортотропного k-слоя будет иметь вид:

$$\{q^k\} = -[\lambda^k]\{t_j^k\},$$

где $\{q^k\} = \{q_1^k, \; q_2^k, \; q_3^k\}^{\mathrm{T}}$; $\{t_j^k\} = \{t_1^k, \; t_2^k, \; t_3^k\}^{\mathrm{T}}$;

$$[\lambda^k] = \begin{bmatrix} \lambda_{11}^k & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_{22}^k & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_{33}^k \end{bmatrix}.$$

Здесь q_i^k $(i = 1, 2, 3)$ — составляющие компоненты вектора теплового потока $\vec{q}$ в направлении i-й координатной линии; t_j^k $(j = 1, 2, 3)$ — составляющие компоненты градиента температуры t; λ_{ij}^k $(i, j = 1, 2, 3)$ — коэффициенты теплопроводности.

Ve0417.fm Page 16 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

В повернутых осях α, β, z армированный слой имеет свойства анизотропного материала с одной плоскостью упругой симметрии. Согласно выражениям (13) составляющую теплового потока k-слоя получим в виде:

$$\{q_\alpha^k\} = -[\lambda^{\varphi^k}]\{t_\alpha^k\}.$$

Здесь

$$\{q_\alpha^k\} = \{q_\alpha^k,\ q_\beta^k,\ q_z^k\}^{\mathrm{T}};\quad \{t_\alpha^k\} = \{t_\alpha^k,\ t_\beta^k,\ t_z^k\}^{\mathrm{T}};$$

$$[\lambda^{\varphi^k}] = \begin{bmatrix} \lambda_{11}^{\varphi^k} & \lambda_{12}^{\varphi^k} & 0 \\ \text{сим.} & \lambda_{22}^{\varphi^k} & 0 \\ & & \lambda_{33}^{\varphi^k} \end{bmatrix},$$

где $\lambda_{11}^{\varphi^k} = c^2\lambda_{11}^k + s^2\lambda_{22}^k$; $\lambda_{22}^{\varphi^k} = s^2\lambda_{11}^k + c^2\lambda_{22}^k$;

$\lambda_{33}^{\varphi^k} = \lambda_{33}^k$; $\lambda_{12}^{\varphi^k} = 2(\lambda_{22}^k - \lambda_{11}^k)sc$.

Если композит представляет собой набор n разно ориентированных слоев однонаправленного материала, приведенные коэффициенты теплопроводности всего пакета нетрудно найти, следуя алгоритму (14):

$$\lambda_{ij} = \sum_{k=1}^{n} \lambda_{ij}^{\varphi^k}\,\bar{h}^k.$$

Тогда

$$\{q_\alpha\} = -[\lambda]\{t_\alpha\},$$

где $\{q_\alpha\} = \{q_\alpha,\ q_\beta,\ q_z\}^{\mathrm{T}}$; $\{t_\alpha\} = \{t_\alpha,\ t_\beta,\ t_z\}^{\mathrm{T}}$;

$$[\lambda] = \begin{bmatrix} \lambda_{11} & \lambda_{12} & 0 \\ \text{сим.} & \lambda_{22} & 0 \\ & & \lambda_{33} \end{bmatrix}.$$

Постановка задачи. Пусть уплотнительное кольцо рабочего колеса состоит из N анизотропных слоев с одной плоскостью упругой симметрии и нагружено по цилиндрическим поверхностям радиусами $r = r_a$ и $r = r_b$ стационарными температурными нагрузками $t_a(z)$ и $t_b(z)$ и равномерно распределенными по окружной координате усилиями $q_a(z)$ и $q_b(z)$. Считается, что температурная нагрузка и заданное по лицевым цилиндрическим поверхностям давление осесимметричны относительно продольной оси цилиндра. Но при этом их величина изменяется вдоль меридиана и зависит от координаты z. Будем рассматривать уплотнительное кольцо как толстостенный цилиндр длиной l, на торцах которого выполняются условия свободного опирания.

Согласно классической теории анизотропного упругого тела [11] для решения поставленной задачи были составлены уравнения равновесия, физические и геометрические соотношения. Алгоритм решения поставленной задачи предложен в работе [12] и здесь не рассматривается.

Пример расчета. Геометрические параметры многослойного уплотнительного кольца: $r_a = 0{,}05$ м; $r_b = 0{,}06$ м; $l = 0{,}1$ м. В результате контакта вращающихся и неподвижных деталей во время нерасчетного режима возникает тепловая нагрузка на внутренней поверхности:

$$t_a(z) = \Delta t \sin\left(\frac{\pi z}{l}\right);\quad t_b(z) = 0,$$

где $\Delta t = t_a(l/2) - t_b(l/2)$.

Считается, что изменение температурной нагрузки на лицевых поверхностях оболочки составляет $\Delta t = 80$ К.

Кольцо состоит из $N = 3$ дискретных анизотропных слоев. Рассматривается несколько вариантов уплотнительных колец, изготовленных из композиционных материалов: углепластика, стеклопластика, бороластика и композитов на основе волокна кевлар-49. Все три слоя имеют одинаковые упругие и физические свойства, которые определяются по методике, предложенной в данной работе.

Физико-механические характеристики волокон и матрицы рассматриваемых композитов представлены ниже, а интегральные характеристики дискретного слоя с заданным кодом армирования — в таблице.

Стеклопластик. Модуль упругости $E_{\text{в}}$ и коэффициент Пуассона $\nu_{\text{в}}$ наматываемых лент, набранных из алюмоборосиликатных нитей, соответственно равны $E_{\text{в}} = 55\,000$ МПа, $\nu_{\text{в}} = 0{,}25$. В качестве матрицы стеклопластика использовали эпоксидный полимер с параметрами упругости: $E_{\text{м}} = 3550$ МПа, $\nu_{\text{м}} = 0{,}4$. В каждом однонаправленном слое толщиной 0,157 мм занимаемый лентами объем составляет $V_{\text{в}} = 0{,}7$ от общего объема. Физические свойства: $\alpha_{\text{в}} = 5 \cdot 10^{-6}$ К$^{-1}$, $\alpha_{\text{м}} = 5 \cdot 10^{-6}$ К$^{-1}$ — коэффициенты линейного теплового расширения волокна и матрицы; $\lambda_{\text{в}} = 1{,}05$ Вт/(м · К), $\lambda_{\text{м}} = 0{,}133$ Вт/(м · К) — коэффициенты теплопроводности. Каждый дискретный анизотропный слой стеклопластика состоит из 21 однонаправленного слоя с кодом армирования: $[45^\circ/90^\circ/\pm 45^\circ/(0^\circ/90^\circ_2)_2/\bar{0}^\circ]_S$.

Углепластик. Согласно паспортным данным модуль упругости $E_{\text{в}}$ и коэффициент Пуассона $\nu_{\text{в}}$ углеродного волокна ЛУ-03 соответственно равны 235 000 МПа и 0,3. Механические характеристики связующего углепластика (сополимер эпокситрифенольной и анилиноформальдегидной смол): $E_{\text{м}} = 3500$ МПа, $\nu_{\text{м}} = 0{,}32$. В каждом монослое толщиной 0,107 мм занимаемый волокнами объем $V_{\text{в}} = 0{,}55$ от общего объема. Физические свойства: $\alpha_{\text{в}} = -1{,}2 \cdot 10^{-6}$ К$^{-1}$; $\alpha_{\text{м}} = 45{,}0 \cdot 10^{-6}$ К$^{-1}$; $\lambda_{\text{в}} = 20{,}0$ Вт/(м · К); $\lambda_{\text{м}} = 0{,}133$ Вт/(м · К). Каждый дискретный анизотропный слой углепластика со-

Ve0417.fm Page 17 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

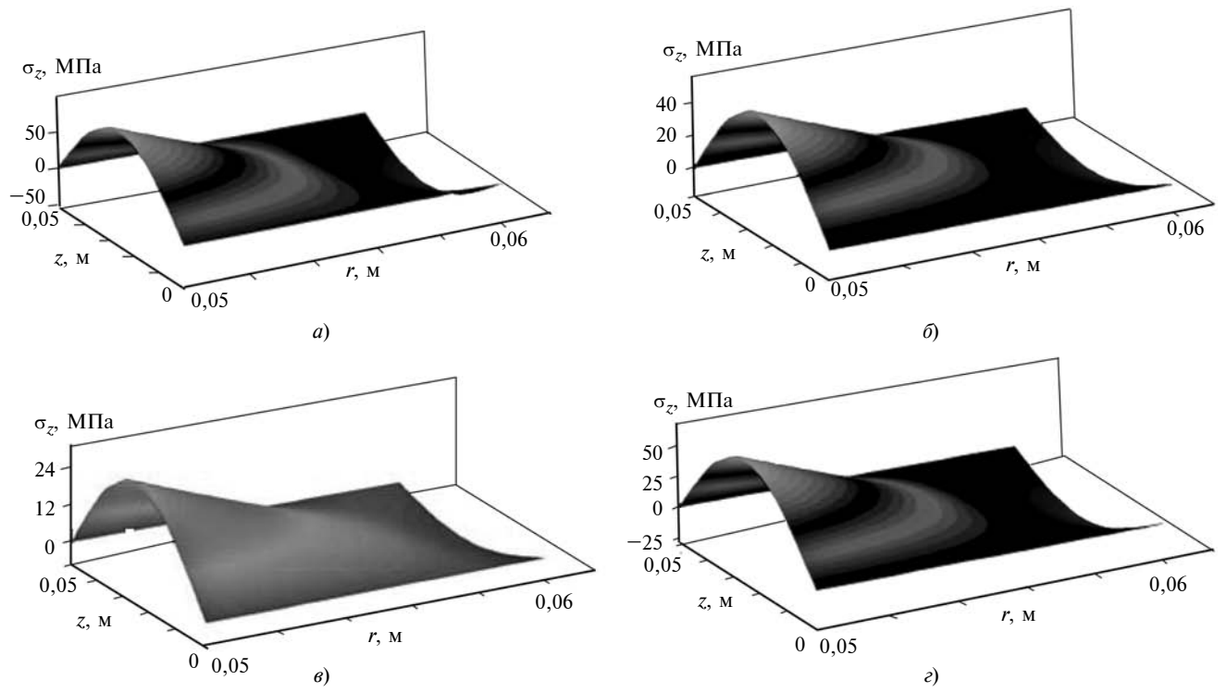


Рис. 2. Распределение осевых напряжений в бороластике (*а*), кевларе (*б*), стеклопластике (*в*), углепластике (*г*)

стоит из 31 однонаправленного слоя с кодом армирования: $[0^\circ/90^\circ_2/90^\circ_2/\pm45^\circ/(90^\circ_2/0^\circ)_2/\pm45^\circ/\bar{0}^\circ]_S$.

Дискретный анизотропный слой на основе волокна кевлар-49. Модуль упругости $E_в$ и коэффициент Пуассона $\nu_в$ волокна кевлар-49 составляют: $E_в$ = 131 000 МПа, $\nu_в$ = 0,35. В качестве матрицы стеклопластика использовали эпоксидный полимер с параметрами упругости: $E_м$ = 3500 МПа, $\nu_м$ = 0,35. В каждом однонаправленном слое толщиной 0,157 мм занимаемый лентами объем $V_в$ = 0,6 от общего объема. Физические свойства: $\alpha_в = -2{,}0 \cdot 10^{-6}$ К$^{-1}$; $\alpha_м = 60{,}0 \cdot 10^{-6}$ К$^{-1}$; $\lambda_в$ = = 4,816 Вт/(м · К); $\lambda_м$ = 0,133 Вт/(м · К). Каждый дискретный анизотропный слой стеклопластика состоит из 21 однонаправленного слоя с кодом армирования: $[45^\circ/90^\circ/\pm45^\circ/(0^\circ/90^\circ_2)_2/\bar{0}^\circ]_S$.

Бороластик. Модуль упругости $E_в$ и коэффициент Пуассона $\nu_в$ высокомодульных борных волокон соответственно равны 400 000 МПа и 0,2. Упругие характеристики эпоксидного связующего борных волокон: $E_м$ = 3500 МПа, $\nu_м$ = 0,35. В каждом монослое толщиной 0,107 мм занимаемый волокнами объем $V_в$ = 0,5 от общего объема. Физические свойства: $\alpha_в = 4{,}0 \cdot 10^{-6}$ К$^{-1}$; $\alpha_м = 40{,}0 \cdot 10^{-6}$ К$^{-1}$; $\lambda_в$ = 38,0 Вт/(м · К); $\lambda_м$ = 0,133 Вт/(м · К). Дискретный слой углепластика состоит из 31 одно-

Физико-механические характеристики дискретных слоев уплотнительного кольца

Материал	E_{ij}, МПа	G_{ij}, МПа	ν_{ij}	ν_{ji}	α_{ij}, К$^{-1}$	λ_j, Вт/(м · К)
Углепластик	E_z = 45 390 E_θ = 79 210 E_r = 13 700	$G_{\theta z}$ = 12 070 $G_{r\theta}$ = 4113 G_{rz} = 3628	$\nu_{z\theta}$ = 0,126 ν_{zr} = 0,312 $\nu_{\theta r}$ = 0,308	$\nu_{\theta z}$ = 0,219 ν_{rz} = 0,094 $\nu_{r\theta}$ = 0,053	$\alpha_z = 21{,}8 \cdot 10^{-6}$ $\alpha_\theta = 11{,}7 \cdot 10^{-6}$ $\alpha_r = 13{,}1 \cdot 10^{-6}$	λ_z = 4,114 λ_θ = 7,239 λ_r = 0,285
Стеклопластик	E_z = 23 980 E_θ = 32 470 E_r = 14 040	$G_{\theta z}$ = 11 200 $G_{r\theta}$ = 5636 $G_{r\theta}$ = 6378	$\nu_{z\theta}$ = 0,147 ν_{zr} = 0,338 $\nu_{\theta r}$ = 0,335	$\nu_{\theta z}$ = 0,199 ν_{rz} = 0,198 $\nu_{r\theta}$ = 0,145	$\alpha_z = 20{,}5 \cdot 10^{-6}$ $\alpha_\theta = 14{,}9 \cdot 10^{-6}$ $\alpha_r = 25{,}3 \cdot 10^{-6}$	λ_z = 0,507 λ_θ = 0,610 λ_r = 0,332
Композит на основе волокна кевлар 49	E_z = 33 190 E_θ = 48 690 E_r = 13 280	$G_{\theta z}$ = 9582 G_{rz} = 4100 $G_{r\theta}$ = 4578	$\nu_{z\theta}$ = 0,156 ν_{zr} = 0,343 $\nu_{\theta r}$ = 0,343	$\nu_{\theta z}$ = 0,228 ν_{rz} = 0,137 $\nu_{r\theta}$ = 0,093	$\alpha_z = 26{,}7 \cdot 10^{-6}$ $\alpha_\theta = 16{,}1 \cdot 10^{-6}$ $\alpha_r = 23{,}8 \cdot 10^{-6}$	λ_z = 1,319 λ_θ = 1,943 λ_r = 0,310
Бороластик	E_z = 65 790 E_θ = 119 700 E_r = 17 880	$G_{\theta z}$ = 16 770 $G_{r\theta}$ = 4240 G_{rz} = 3775	$\nu_{z\theta}$ = 0,119 ν_{zr} = 0,336 $\nu_{\theta r}$ = 0,328	$\nu_{\theta z}$ = 0,216 ν_{rz} = 0,091 $\nu_{r\theta}$ = 0,049	$\alpha_z = 23{,}8 \cdot 10^{-6}$ $\alpha_\theta = 15{,}1 \cdot 10^{-6}$ $\alpha_r = 13{,}3 \cdot 10^{-6}$	λ_z = 6,937 λ_θ = 12,400 λ_r = 0,257

Ve0417.fm Page 18 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

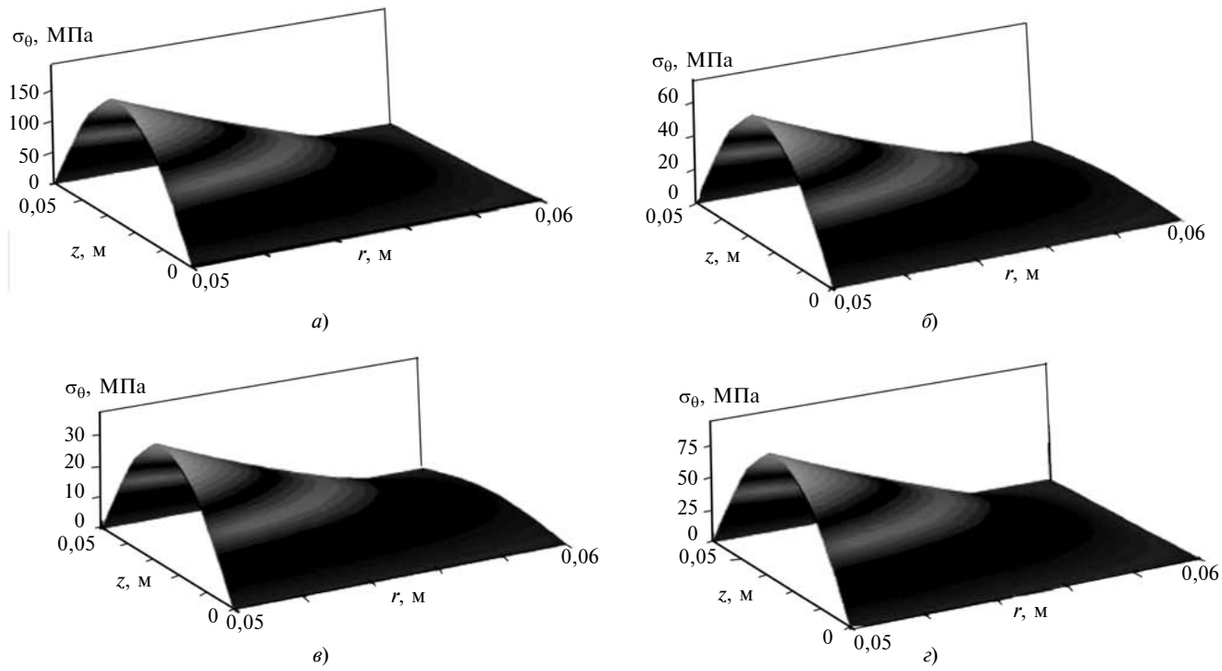


Рис. 3. Распределение окружных напряжений в бороластике (*а*), кевларе (*б*), стеклопластике (*в*), углепластике (*г*)

направленного слоя с кодом армирования $[0^\circ/90^\circ_2/90^\circ_2/\pm45^\circ/(90^\circ_2/0^\circ)_2/\pm45^\circ/\bar{0}^\circ]_S$.

На рис. 2 и 3 показаны распределения соответственно осевых и окружных напряжений в уплотнении для первого варианта армирования. Физико-механические характеристики материала первого варианта уплотнительного кольца приведены в таблице. Отметим, что полученные значения физико-механических характеристик композиционных материалов удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными, приведенными в работе [13].

Максимальные тангенциальные нормальные напряжения возникают в средней части уплотнительного кольца, в точках внутренней лицевой поверхности. Например, нормальные напряжения σ_z в продольном направлении в зависимости от материала кольца изменяются от $\sigma_z = 31$ МПа (стеклопластик) до $\sigma_z = 100$ МПа (бороластик). В окружном направлении напряжения $\sigma_\theta = 188$ МПа в кольце из бороластика в 5 раз превышают соответствующие напряжения $\sigma_\theta = 38$ МПа в кольце из стеклопластика. В кольце из углепластика $\sigma_\theta = 97$ МПа, из кевлара — $\sigma_\theta = 72$ МПа.

Максимальные радиальные напряжения в кольце из бороластика не превышают $\sigma_r = 0{,}4$ МПа. В кольце из стеклопластика эти напряжения практически отсутствуют и не оказывают влияния на его прочность. Отметим заметное увеличение касательных напряжений τ_{rz} поперечного сдвига на торцах уплотнительного кольца, составляющих для бороластика 4 МПа, углепластика 2,2 МПа, кевлара 1,8 МПа, стеклопластика 0,9 МПа.

Таким образом, предложена экспериментально-теоретическая методика определения упругих и термоупругих постоянных композиционных материалов. Приведены физико-механические характеристики армированных материалов. Рассмотрены различные варианты армирования таких материалов. На основе дискретно-структурной теории проведены исследования напряженно-деформированного состояния многослойных уплотнительных колец рабочего колеса при действии тепловой нагрузки, которая возникает в результате контакта (трения) вращающихся и неподвижных деталей насоса в зоне уплотнения. При этом учитываются как статические, так и кинематические условия взаимодействия сопряженных слоев. Предложенный алгоритм решения рассмотренного класса задач позволяет получать расчетные данные для оценки влияния физико-механических характеристик отдельных слоев на термоупругое деформированное состояние неоднородных по толщине цилиндров. Показано, что в менее жестком уплотнительном кольце из стеклопластика тангенциальные напряжения, которые возникают от действия температурной нагрузки, примерно в 3 раза меньше напряжений в кольце из углепластика.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Алфутов Н. А., Зиновьев П. А., Попов Б. Г.** Расчет многослойных пластин и оболочек из композиционных материалов. М.: Машиностроение, 1984. 264 с.

2. **Болотин В. В., Новичков Ю. Н.** Механика многослойных конструкций. М.: Машиностроение, 1980. 375 с.

Ve0417.fm Page 19 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК [62-251:62-755].001.57

О. А. ПОЛУШКИН, д-р техн. наук, О. О. ПОЛУШКИН, канд. техн. наук, И. М. ФОФАНА
(Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: nazyroo@mail.ru

Повышение эффективности балансировочного оборудования нового поколения

Предложено усовершенствовать балансировочное оборудование посредством уменьшения требуемого числа балансировочных циклов, что обеспечивается использованием высокоадекватной динамической модели изделия, балансируемого на станке. Обоснована необходимость использования в этой модели векторных коэффициентов влияния дисбалансов в плоскостях коррекции балансируемого изделия на колебания его опор на балансировочном станке. Получены аналитические выражения этих коэффициентов, разработан алгоритм их расчета на компьютере и с помощью имитационного моделирования установлены закономерности их изменения в функции варьируемых при балансировке параметров.

Ключевые слова: балансировочное оборудование, эффективность, динамическая модель, векторные коэффициенты влияния, закономерности изменения.

It is suggested to improve balancing equipment by decreasing of number of the required balancing cycles, which is provided by application of high-adequacy dynamic model of a product balancing on a machine tool. The necessity of application in this model of vector influence coefficients of disbalances in correction plains of the balanced product on vibration of its bearings on a balancing machine is substantiated. The analytical expressions for these coefficients are obtained, the algorithm of their calculation on a computer is developed, and using simulation modeling their variation regularities in a function of parameters varying at balancing are determined.

Keywords: balancing equipment, effectiveness, dynamic model, vector influence coefficients, variation regularities.

Применяя терминологию, действующую в области балансировки вращающихся тел [1], отметим, что балансировка любых роторов, в том числе и карданных передач, требует последовательного использования $n \geq 1$ балансировочных циклов. Каждый из них включает в себя измерительный цикл балансировочного станка и операции, необходимые для корректировки масс балансируемого изделия. Длительность балансировочного цикла определяется временем между двумя последовательными пусками балансировочного станка с установленным на нем балансируемым изделием. Продолжительность балансировки складывается из суммарной длительности всех n балансировочных циклов, необходимых для обеспечения качественной балансировки изделия (значения остаточных дисбалансов в плоскостях коррекции не должны превосходить допустимые значения) с дополнительным учетом времени контрольного измерительного цикла, не предусматривающего корректировку масс, а также времени установки и снятия балансируемого изделия со станка.

Чем меньше продолжительность (трудоемкость) балансировки изделия с гарантией ее качества, тем более эффективными являются технологический процесс балансировки и балансировочный станок, реализующий этот процесс. При этом наибольший эффект в снижении трудозатрат балансировки обеспечивается уменьшением используемого числа n балансировочных циклов. Обусловлено это тем, что при $n \geq 1$ установка и снятие изделия с балансировочного станка и контрольный измерительный цикл осуществляются однократно при балансировке каждого изделия.

Постановка проблемы

Измерительный цикл балансировочного станка необходим для установления значений и углов дис-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 11)

3. **Ванин Г. А.** Микромеханика композиционных материалов. Киев: Наукова думка, 1971. 304 с.
4. **Малмейстер А. К., Тамуж В. П., Тетерс Г. А.** Сопротивление полимерных и композитных материалов. Рига: Зинатне, 1980. 572 с.
5. **Скудра А. М., Булавс Ф. Я., Роценс К. А.** Ползучесть и статическая усталость армированных пластиков. Рига: Зинатне, 1971. 239 с.
6. **Тарнопольский Ю. М., Розе А. В.** Особенности расчета деталей из армированных пластиков. Рига: Зинатне, 1969. 274 с.
7. **Верещака С. М.** Нелинейное деформирование и устойчивость многослойных элементов конструкций с дефектами структуры. Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. 286 с.
8. **Пискунов В. Г., Рассказов А. О.** Развитие теории слоистых пластин и оболочек // Прикладная механика. 2002. Т. 38. № 2. С. 22—56.
9. **Кучер Н. К., Немцов М. П., Заразовский М. Н.** Деформирование слоистых эпоксидных композитов, армированных однонаправленными волокнами и тканью сатинового переплетения // Проблемы прочности. 2006. № 1. С. 41—58.
10. **Кучер Н. К., Заразовский М. Н.** Оценка прочности слоистых эпоксикарбо-волокнитов, армированных однонаправленными волокнами // Проблемы прочности. 2006. № 6. С. 95—112.
11. **Лехницкий С. Г.** Теория упругости анизотропного тела. М.: Наука, 1977. 416 с.
12. **Vereshchaka S. M., Deineka A. V.** Thermal stress state of impeller seal made from composite material // Applied Mechanics and Materials. 2014. V. 630. P. 326—333.
13. **Справочник** по композитным материалам / Под ред. Дж. Любина, Б. Э. Геллера. М.: Машиностроение, 1988. 448 с.

Ve0417.fm Page 20 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

балансов изделия в плоскостях его коррекции. Эти дисбалансы могут быть выявлены только опосредованно — через характеристики (амплитуды и фазы) колебаний опор ротора на балансировочном станке, генерируемых неуравновешенностью балансируемого изделия. Поэтому функционирование измерительной системы любого балансировочного станка основано на использовании определенного вида динамической модели изделия, балансируемого на балансировочном станке (далее модель). Такая модель связывает дисбалансы изделия в плоскостях его коррекции с амплитудами и фазами колебаний опор вращающегося на станке изделия.

Уровень адекватности модели определяет число n и, следовательно, основное технологическое время балансировки как один из основных количественных критериев эффективности балансировочного станка. Так, использование в балансировочных станках рамного типа конструкции Б. В. Шитикова [2] модели с одной степенью свободы требует $n \geq 8$ балансировочных циклов. В станках маятникового типа [3] предлагается использовать модели с двумя и более степенями свободы, однако на практике преимущественно распространены дорезонансные и зарезонансные станки с моделями, имеющими две степени свободы.

Вместе с тем последние модели имеют различную степень адекватности в зависимости от характера описания взаимосвязи их характеристик $\overline{A}_i$ колебаний опор $i = 1, 2$ ротора на балансировочном станке с дисбалансами $\overline{D}_j$ в плоскостях $j = 1, 2$ его коррекции, расположенных вблизи соответствующей опоры.

В простейшем случае отмеченная взаимосвязь представляется линейной [4]:

$$\{\overline{A}_i\} = \mathrm{diag}[K_{ij}] \cdot \{\overline{D}_j\}. \qquad (1)$$

В выражении (1):

$\{\overline{A}_i\} = \{\overline{A}_1 \ \ \overline{A}_2\}$ — матрица-столбец амплитуд и фаз колебаний опор $i = 1, 2$ ротора на станке;

$\{\overline{D}_j\} = \{\overline{D}_1 \ \ \overline{D}_2\}$ — матрица-столбец значений и углов дисбалансов в плоскостях коррекции $j = 1, 2$ ротора;

$\mathrm{diag}[K_{ij}] = \begin{bmatrix} K_{11} & 0 \\ 0 & K_{22} \end{bmatrix}$ — диагональная матрица скалярных коэффициентов влияния дисбалансов в плоскостях коррекции $j = 1, 2$ на характеристики $\overline{A}_1$, $\overline{A}_2$ колебаний опор $i = 1, 2$ ротора на балансировочном станке.

Такое описание модели не учитывает взаимное влияние плоскостей коррекции на колебания опор ротора. Поэтому она имеет низкую адекватность, и качественная балансировка на станке с такой моделью осуществляется при числе балансировочных циклов $n \geq 6$.

Одно из описаний модели с двумя степенями свободы, не имеющее отмеченного выше недостатка, можно представить как

$$\{\overline{A}_i\} = [K_{ij}] \cdot \{\overline{D}_j\}, \qquad (2)$$

где

$$[K_{ij}] = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \qquad (3)$$

— матрица скалярных коэффициентов влияния, включающая K_{21}, K_{12} и учитывающая влияние дисбаланса $\overline{D}_j$ на колебания каждой из опор $i = 1, 2$ ротора.

Использование описания (2) модели повышает ее адекватность, и специализированные балансировочные станки с такой моделью получили широкое распространение в серийном и массовом производстве для балансировки изделия одного типоразмера, осуществляемой на одной частоте вращения, обеспечиваемой станком. Такая балансировка требует использования $n \geq 3$ балансировочных циклов. При этом элементы матрицы (3) определяются для балансируемого изделия настройкой балансировочного станка с помощью тарировочного ротора.

Балансировка на таком станке ротора другого типоразмера (отличного по массе и геометрии) с той же частотой вращения, обеспечиваемой станком, может быть осуществлена только за $n \geq 5$ балансировочных циклов. Объясняется это тем, что описание модели с помощью выражения (3) не учитывает сдвига фаз возмущения от дисбалансов и колебаний опор. Этот сдвиг имеет место вследствие демпфирования и изменения частоты собственных колебаний ротора на станке при изменениях массы и размеров балансируемого изделия.

В условиях серийного и единичного производства, характерного для рыночной экономики, для повышения коэффициента загрузки балансировочного оборудования целесообразно использовать универсальные балансировочные станки с варьируемой при балансировке в широком диапазоне частотой вращения. Необходимый для этих станков учет сдвига фаз можно реализовать описанием модели в виде:

$$\{\overline{A}_i\} = [\overline{K_{ij}}] \cdot \{\overline{D}_j\}, \quad i = 1, 2; \quad j = 1, 2, \qquad (4)$$

где $[\overline{K_{ij}}]$ — матрица векторных коэффициентов влияния $\overline{K_{ij}} = K_{ij} \cdot \mathrm{e}^{i\beta_{ij}}$ (K_{ij}, β_{ij} — значение и угол коэффициента $\overline{K_{ij}}$ соответственно).

Теоретический анализ

Необходимость принятия векторных коэффициентов влияния в описании модели обоснована

Ve0417.fm Page 21 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

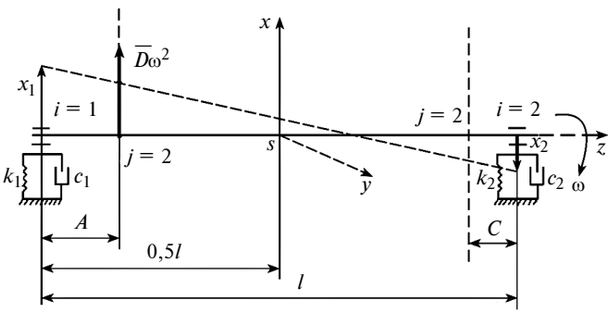


Рис. 1. Модель для анализа колебаний опор ротора, вращающегося на балансировочном станке, от проявления дисбаланса $\overline{D}$

теоретически с использованием модели колебательной системы с двумя степенями свободы, представленной на рис. 1, где обозначены: l — расстояние между опорами ротора; s — центр масс ротора; k_1, k_2 — жесткости опор $i = 1, 2$ ротора на балансировочном станке; c_1, c_2 — коэффициенты диссипативности опор; x_1, x_2 — перемещения опор, которые принимаем за обобщенные координаты; A, C — координаты плоскостей коррекции $j = 1, 2$ ротора соответственно; ω — угловая скорость при балансировке.

Для составления уравнений движения в обобщенных координатах использовали уравнения Лагранжа второго рода с учетом диссипативных сил [5]. Применив для их решения метод комплексных амплитуд [5] и положив $\overline{D} = De^{i\varphi_D}$ при $D = 1$ и $\varphi_D = 0$, окончательно привели решение к виду:

$$\{\overline{K_{11}} \;\; \overline{K_{21}}\} = \left\{K_{11}e^{i\beta_{11}} \;\; K_{21}e^{i\beta_{21}}\right\} = \frac{\omega^2}{l}[L]^{-1}\{T\}. \quad (5)$$

В выражении (5):

$$\{T\} = \{(l - A)\; A\};$$

$$[L]^{-1} = \frac{1}{\det[L]} \times$$

$$\times \begin{bmatrix} k_2 - \omega^2\left(\frac{1}{4}m + \frac{I}{l^2}\right) + i\omega c_2 & \omega^2\left(\frac{1}{4}m - \frac{I}{l^2}\right) \\ \omega^2\left(\frac{1}{4}m - \frac{I}{l^2}\right) & k_1 - \omega^2\left(\frac{1}{4}m - \frac{I}{l^2}\right) + i\omega c_1 \end{bmatrix}; \quad (6)$$

$$\det[L] = \left\{k_1 - \omega^2\left(\frac{1}{4}m + \frac{I}{l^2}\right) + i\omega c_1\right\} \times$$

$$\times \left\{k_2 - \omega^2\left(\frac{1}{4}m + \frac{I}{l^2}\right) + i\omega c_2\right\} - \omega^4\left(\frac{1}{4}m + \frac{I}{l^2}\right)^2 \quad (7)$$

— определитель матрицы $[L]$, обращением которой получено выражение (6).

В выражениях (6) и (7) m и I — масса и момент инерции балансируемого изделия.

Матрицу-столбец $\{\overline{K_{12}} \;\; \overline{K_{22}}\}$ коэффициентов влияния получаем по выражению (5) при $A = l - C$.

Так как элементы матрицы $[L]^{-1}$ — комплексные числа, то определяемые полученными соотношениями коэффициенты влияния $\overline{K_{11}}$, $\overline{K_{12}}$, $\overline{K_{21}}$, $\overline{K_{22}}$, являются векторными величинами: $\overline{K_{ij}} = K_{ij}e^{i\beta_{ij}}$, $i = 1, 2$; $j = 1, 2$, в которых K_{ij} и β_{ij} — действительные числа, характеризующие значение коэффициента влияния дисбаланса D_j в j-й плоскости коррекции ротора на амплитуду A_i колебаний i-й опоры ротора и сдвиг фазы между $\overline{D}_j$ и $\overline{A}_i$.

Как следует из выражений (5)—(7), значения K_{ij} и β_{ij} векторов $\overline{K_{ij}}$ зависят как от характеристик собственных свойств модели конкретного балансируемого на станке изделия (m; I; k_i; c_i; $i = 1, 2$; l), так и от варьируемых параметров ω, A, $C = l - A$.

Проведем анализ влияния варьируемых параметров модели на значения K_{ij} и β_{ij}. Для этого предусмотрим ступенчатое изменение значения A (и соответственно C), полагая $A = A_k = \frac{l}{n_k}k$, где $k = 0, ..., n_k$ — число интервалов деления l при расчетах. Тогда для каждого значения k выражение (5) запишется в виде:

$$\{\overline{K_{ij}}\} = \{\overline{K_{1j}} \;\; \overline{K_{2j}}\} = \frac{\omega^2}{l}[L]^{-1}\{(l - A_k)\; A_k\}. \quad (8)$$

Введем обозначения величин, входящих в $[L]^{-1}$ согласно выражению (6):

$$\left.\begin{aligned} a_1 &= k_2 - \omega^2\left(\frac{1}{4}m + \frac{I}{l^2}\right); \;\; b_1 = \omega c_2; \\ a_2 &= k_1 - \omega^2\left(\frac{1}{4}m + \frac{I}{l^2}\right); \;\; b_2 = \omega c_1. \end{aligned}\right\}$$

$$u = \omega^2\left(\frac{1}{4}m - \frac{I}{l^2}\right). \quad (9)$$

Тогда получим:

$$[L]^{-1} = \frac{1}{(a_1a_2 - b_1b_2 - u^2) + i(a_1b_2 + a_2b_1)} \times$$

$$\times \begin{bmatrix} a_1 + ib_1 & u \\ u & a_2 + ib_2 \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Ve0417.fm Page 22 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

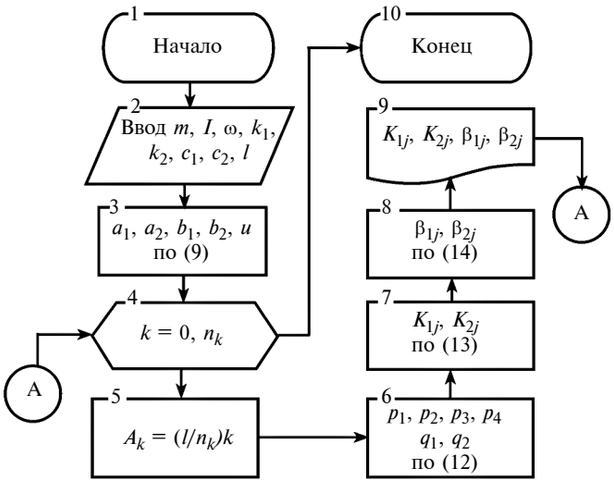


Рис. 2. Алгоритм расчета коэффициентов влияния

Подставив выражение (10) в формулу (8) и перемножив матрицы, получим:

$$\begin{bmatrix}\overline{K_{1j}}\\ \overline{K_{2j}}\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}K_{1j}e^{i\beta_{1j}}\\ K_{2j}e^{i\beta_{2j}}\end{bmatrix} =$$

$$= \frac{\omega^2}{l}\frac{1}{p_1^2+p_2^2}\begin{bmatrix}(p_1p_3+q_1p_2)+i(p_1q_1-p_2p_3)\\ (p_1p_4+q_2p_2)+i(p_1q_2-p_2p_4)\end{bmatrix}. \quad (11)$$

Здесь:

$$\left.\begin{aligned} &p_1 = a_1a_2 - b_1b_2 - u^2;\ \ p_2 = a_1b_2 + a_2b_1;\\ &p_3 = a_1(l-A_k) + uA_k;\ \ p_4 = a_2A_k + u(l-A_k);\\ &q_1 = b_1(l-A_k);\ \ q_2 = b_2A_k. \end{aligned}\right\} \quad (12)$$

Из выражения (11) следует теоретическое обоснование необходимости рассмотрения коэффициентов влияния в виде векторных величин. При этом их значения K_{1j}, K_{2j} определяются соотношением

$$\begin{bmatrix}K_{1j}\\ K_{2j}\end{bmatrix} =$$

$$= \frac{\omega^2}{l}\frac{1}{p_1^2+p_2^2}\begin{bmatrix}\sqrt{(p_1p_3+q_1p_2)^2+i(p_1q_1-p_2p_3)^2}\\ \sqrt{(p_1p_4+q_2p_2)^2+i(p_1q_2-p_2p_4)^2}\end{bmatrix}, \quad (13)$$

а углы β_{1j}, β_{2j} —

$$\begin{bmatrix}\beta_{1j}\\ \beta_{2j}\end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix}\left(\begin{array}{c}\operatorname{sign}(p_1q_1-p_2p_3)\times\\ \times\arccos\dfrac{p_1p_3+q_1p_2}{\sqrt{(p_1p_3+q_1p_2)^2+(p_1q_1-p_2p_3)^2}}\end{array}\right)\\ \left(\begin{array}{c}\operatorname{sign}(p_1q_2-p_2p_4)\times\\ \times\arccos\dfrac{p_1p_4+q_1p_2}{\sqrt{(p_1p_4+q_2p_2)^2+(p_1q_2-p_2p_4)^2}}\end{array}\right)\end{bmatrix}. \quad (14)$$

На рис. 2 представлен алгоритм расчета значений K_{ij} и углов β_{ij} ($i = 1, 2$; $j = 1, 2$) коэффициентов влияния, реализованный на компьютере. С его помощью на условной идеализированной модели были проведены расчеты по анализу влияния отмеченных выше варьируемых параметров $A_k = \frac{l}{n_k}k$, $k = 0, ..., n_k$, $C_k = l - A_k$, ω на значения K_{ij}, β_{ij}. Параметры этой модели представлены в таблице.

По результатам расчета на рис. 3 и 4 построены графики изменения характеристик K_{ij}, β_{ij} коэффициентов влияния рассмотренной модели при $\omega = 100$ с$^{-1}$ (дорезонансный режим балансировки) и $\omega = 1000$ с$^{-1}$ (зарезонансный режим балансировки). Видно, что характер изменения $\overline{K_{ij}}$ в функции положения плоскостей коррекции балансируемого изделия (значения A и C) для дорезонансного (см. рис. 3) и зарезонансного (см. рис. 4) режимов балансировки существенно различен.

При одинаковых жесткостных и диссипативных характеристиках опор балансировочного станка и значениях $A = C$ коэффициенты влияния $\overline{K_{11}} = \overline{K_{22}}$ и $\overline{K_{21}} = \overline{K_{12}}$ как при дорезонансной, так и при зарезонансной балансировке. При различиях в характеристиках жесткости и диссипативности опор станка эти равенства нарушаются, что видно из выражения (6). Значения и углы $\overline{K_{ij}}$ для $i = 1, 2$; $j = 1, 2$ будут также существенно отличаться при рассмотрении модели не идеализированного (как на рис. 1), а реального ротора, что установлено экспериментально на универсальном балансировочном оборудовании, созданном в Донском ГТУ.

Параметры модели ротора на балансировочном станке

m, кг	I, кг · м^2	l, м	k_1, Н/м	k_2, Н/м	c_1, Н · с/м	c_2, Н · с/м	n_k
20	$2{,}5 \cdot 10^{-2}$	1,5	$8 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	10

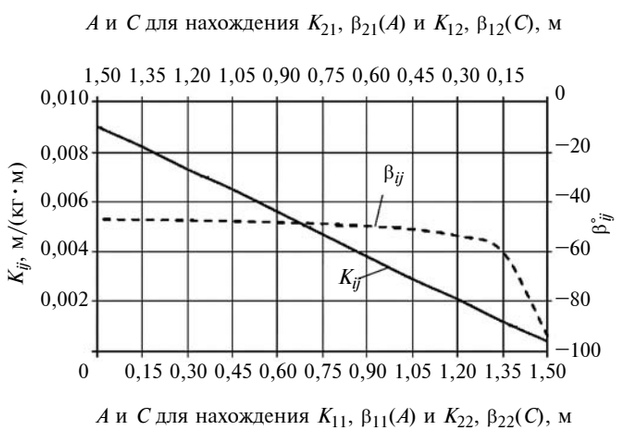


Рис. 3. Изменения характеристик K_{ij}, β_{ij} коэффициентов влияния $\overline{K_{ij}}$ модели при $\omega = 100$ с$^{-1}$

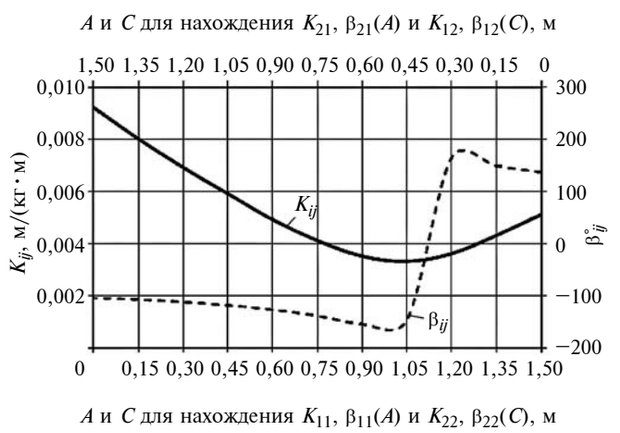


Рис. 4. Изменения характеристик K_{ij}, β_{ij} коэффициентов влияния $\overline{K_{ij}}$ модели при $\omega = 1000$ с$^{-1}$

При дорезонансном режиме балансировки имеет место линейная зависимость значений K_{ij} от значений A и C, что не характерно для зарезонансного режима балансировки. При этом значения K_{12} и K_{21} при балансировке изделия в дорезонансном режиме практически на порядок меньше значений K_{11} и K_{22}, а углы этих коэффициентов отличаются при реальных значениях A и C не более чем на 20°. При балансировке изделия в зарезонансном режиме значения этих коэффициентов соизмеримы, а их углы расходятся на угол до 180°. Это указывает на то, что взаимное влияние плоскостей коррекции при зарезонансном режиме балансировки значительно превосходит такое влияние при дорезонансном режиме балансировки. Это можно считать одним из преимуществ балансировки изделий в дорезонансном режиме не только на специальном и специализированном, но и на универсальном балансировочном оборудовании.

Таким образом, использование векторных коэффициентов $\overline{K_{ij}}$ влияния дисбаланса в j-й плоскости коррекции на характеристики колебаний i-й опоры балансируемого изделия на балансировочном станке, образующих матрицу $[\overline{K_{ij}}]$ модели (4), значительно повышает точность определения начальных дисбалансов в плоскостях коррекции изделия, обеспечивая небольшую продолжительность балансировки за $n \le 2$ балансировочных циклов, снижая трудоемкость балансировки, повышая тем самым эффективность и универсальность балансировочного оборудования и технологического процесса балансировки широкой номенклатуры изделий (в частности, карданных передач разных типоразмеров).

Проведенное исследование раскрыло общие закономерности изменения коэффициентов $\overline{K_{ij}}$ при $i = 1, 2$; $j = 1, 2$ и выявило широкий диапазон варьирования их значений K_{ij} и углов β_{ij} в функции варьируемых параметров ω, A, C балансировки даже изделий одного типоразмера. Еще шире диапазон варьирования этих величин для разных типоразмеров балансируемых изделий с различными массогеометрическими характеристиками. С учетом этого, а также сложности идентификации таких параметров модели, как k_1, k_2, c_1, c_2, предпочтительным становится не расчетно-аналитическое, а экспериментальное определение $\overline{K_{ij}}$ для реального балансируемого изделия каждого типоразмера. При балансировке партии изделий одного типоразмера используется построенная один раз экспериментально модель (4).

Изложенные выше результаты были использованы в Донском ГТУ при создании специализированного дорезонансного станка нового поколения для балансировки карданных передач любого типоразмера.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 19534—74.** Балансировка вращающихся тел. Термины. М.: Изд-во стандартов, 1974. 45 с.

2. **Шитиков Б. В.** Динамическая балансировка роторов. М.: Трансжелдориздат, 1951. 123 с.

3. **Справочник** по балансировке / Под. общ. ред. М. Е. Левита. М.: Машиностроение, 1992. 464 с.

4. **Декамили Л. Е., Полушкин О. А., Фокин В. А.** Анализ и синтез статической модели функционирования балансировочного станка // Динамика узлов и агрегатов сельскохозяйственных машин. Межвуз. сб. науч. тр. Ростов н/Д: ДГТУ, 1993. С. 39—43.

5. **Вибрации** в технике: Справочник / Председ. ред. совета В. Н. Челомей. В 6 т. Т. 1. Колебания линейных систем / Под ред. В. В. Болотина, М.: Машиностроение, 1978. 352 с.

Ve0417.fm Page 24 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 621.651:621.05.03:621.65.07:62-82

В. Е. БРУНМАН, канд. экон. наук, А. С. ВАТАЕВ, канд. техн. наук, А. Н. ВОЛКОВ, д-р техн. наук,
М. Ю. ЛАРИН, О. Н. МАЦКО, канд. техн. наук, А. П. ПЕТКОВА, д-р техн. наук, Д. Г. ПЛОТНИКОВ
(Санкт-Петербургский политехнический университет), e-mail: brunman@yandex.ru

Разработка алгоритмов управления штанговыми насосами, направленных на повышение энергоэффективности[1]

Для повышения энергоэффективности нефтедобычи предложена оптимизация алгоритмов управления штанговыми глубинными насосами. Разработаны и исследованы два алгоритма управления при разных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: штанговый глубинный насос, балансирный механический привод, энергоэффективность, алгоритм управления, энергопотребление.

For the increase of energy efficiency of oil production the optimization of control algorithms of sucker-rod bore-hole pumps is suggested. Two control algorithms at various operational conditions are developed and studied.

Keywords: sucker-rod bore-hole pump, balance mechanical drive, energy efficiency, control algorithm, energy consumption.

В настоящее время для разработки низко- и среднедебитных скважин, как правило, используют штанговые глубинные насосные установки [1]. В нефтедобывающей промышленности наибольшее применение получили балансирные механические приводы штанговых глубинных насосов (ШГН), в которых используются механические связи уравновешивающего устройства (балансира) с силовым элементом, обеспечивающим перемещение точки подвеса штанг [1—3].

Балансирный привод станка-качалки имеет существенные недостатки: сложная траектория точки подвеса штанг, что значительно повышает динамические нагрузки на штанговую колонну; большие массогабаритные параметры и материалоемкость; необходимость в усиленном фундаменте, а следовательно, большие экономические и временны́е затраты при их доставке и монтаже.

Не менее важным является энергообеспечение приводов ШГН, которое осложняется протяженными линиями электропередачи (ЛЭП) и вероятностью значительных колебаний напряжения [4]. Последнее значительно ухудшает процесс нефтедобычи, так как вращающий момент асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором, используемого в насосных установках в качестве приводного, пропорционален квадрату напряжения, поэтому падение напряжения приводит к торможению и даже полной остановке привода. Применяемое управление двигателем предполагает прямой пуск от сети, что при ЛЭП большой протяженности приводит к снижению питающего напряжения вследствие значительной пусковой силы тока, в 5 раз превышающей номинальную [5].

Кроме того, за цикл работы насоса нагрузка на двигатель значительно изменяется, что снижает коэффициент мощности линии и повышает потери энергии. Поэтому повышение энергоэффективности нефтедобычи путем оптимизации конструкции привода ШГН, исключающей указанные выше недостатки, и разработка эффективных алгоритмов управления, обеспечивающих рациональную работу приводов ШГН в условиях ограниченного энергопотребления, весьма актуальны.

Если оптимизацию привода ШГН можно обеспечить применением линейных реечных приводов, отличающихся высокой надежностью, простотой конструкции и монтажа, низкими эксплуатационными расходами [6], то применяемые в настоящее время алгоритмы управления насосами далеки от совершенства.

Разработка алгоритмов управления групп ШГН

Управление группой ШГН заключается в согласовании производительности насоса и скорости притока в скважину пластовой жидкости с обеспечением эффективного расхода электроэнергии, мониторинг текущего состояния элементов установки, предотвращение возникновения аварийных ситуаций. Для создания данных алгоритмов необходимо исследовать зависимости потребляемой энергии и производительности при разных условиях работы, чтобы определить требуемое количество энергии для технологического оборудования.

При построении модели были приняты следующие положения:

1) все насосы и их приводы одинаковые, потери энергии в приводах, ШГН и колоннах штанг идентичные;

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ. Уникальный идентификатор проекта RFMEFI57815X0132.

Ve0417.fm Page 25 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

2) первая половина цикла работы насоса — рабочий ход, вторая — холостой ход (возвращение в исходное состояние);

3) время цикла у каждого насоса свое, что обусловлено разным дебитом скважин;

4) насосы потребляют одинаковую мощность приводов от общего источника энергии мощностью N только при рабочем ходе;

5) насосы за один цикл добывают одинаковый объем нефти (V_0);

6) производительность одного насоса составляет $Q = V_0/T$.

Программа для моделирования создана на языке Си, для построения графиков использовали Microsoft Excel.

В качестве показателя эффективности работы (производительности) системы приняли отношение $V/V_{\max}$, где V — объем нефти, выкачанный за данный период при данном энергопотреблении; $V_{\max}$ — объем нефти, выкачанный той же системой при максимальном энергопотреблении.

В качестве показателя энергопотребления приняли отношение $N/N_{\max}$, где N — мощность, подаваемая на группу штанговых насосов; $N_{\max}$ — максимальная мощность для данной группы насосов.

Было разработано два алгоритма управления системой:

Алгоритм 1 — при наличии свободной мощности включается привод насоса с наибольшей производительностью из тех, которые в данный момент находятся в нижнем положении и не включены.

Алгоритм 2 — насосы разбиты на пары так, чтобы разница периодов работы в паре была минимальной. Насосы в паре работают в противофазе, поэтому для пары требуется столько же мощности, сколько и для одного насоса. При наличии свободной мощности включается пара насосов с наибольшей производительностью из тех, которые в данный момент ожидают включение.

Исследовали зависимость эффективности работы оборудования от энергопотребления группы насосов для каждого из алгоритмов:

при разном числе штанговых насосов в группе (от 4 до 10 с шагом 1);

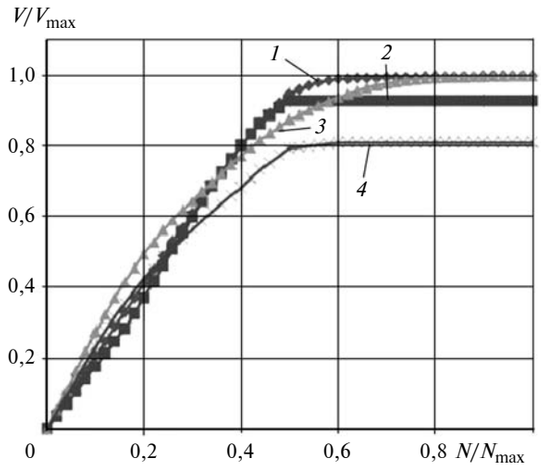
при разных для каждого насоса отклонениях времени цикла (ΔT = 0,1÷10 с) от номинального времени цикла $T_{\text{н}}$ = 10 с.

Время цикла работы i-го штангового насоса определяли по формуле

$$T_i = (T_{\text{н}} - \Delta T/2) + (i - 1)\Delta T/k,$$

где k — число качалок.

Результаты расчета — зависимость отношения $V/V_{\max}$ от отношения $N/N_{\max}$, полученные при разных алгоритмах управления, представлены на рисунке. Их анализ показал следующее:



Зависимости показателя производительности системы ($V/V_{\max}$) от показателя энергопотребления ($N/N_{\max}$) при разных значениях ΔT и разных используемых алгоритмах управления:
1 — алгоритме 1, ΔT = 1 с; *2* — алгоритме 2, ΔT = 1 с; *3* — алгоритме 1, ΔT = 10 с; *4* — алгоритм 2, ΔT = 10 с

при энергопотреблении ниже 50 % от установленной мощности для одинаковых систем штанговых насосов оба алгоритмы дают одинаковые результаты;

при энергопотреблении выше 50 % лучшие результаты обеспечивает алгоритм 1 (эффективность выше на 6÷20 % при разных ΔT);

при нечетном числе штанговых насосов лучшие результаты показывал алгоритм 1 (эффективность выше на 15÷25 % при разных ΔT);

при увеличении ΔT энергопотребление, при котором эффективность системы резко снижается, увеличивается с 50 до 65 % при разных ΔT.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Справочник** по добыче нефти / В. В. Андреев, К. Р. Уразаков, В. У. Далимов и др.; под общ. ред. К. Р. Уразакова. М.: ООО Недра, Бизнес-центр, 2000. 374 с.

2. **Хакимьянов М. И.** Удельный расход электроэнергии при добыче нефти штанговыми глубиннонасосными установками // Вестник УГАТУ. 2014. Т. 18. № 2. С. 54—60.

3. **Архипов К. И., Попов В. И., Попов И. В.** Справочник по станкам-качалкам. Альметьевск: АО Татнефть, 2000. 146 с.

4. **Силаш А. П.** Добыча и транспорт нефти и газа. Ч. I / Пер. с англ. М.: Недра, 1980. 264 с.

5. **Вольдек А. И.** Электрические машины. Л.: Энергия, 1974. 840 с.

6. **Балабанов К. В.** Инновационные автоматизированные системы механизированной добычи нефти компании UNICO // Нефть, газ, новации. 2011. № 11. С. 41—49.

Ve0417.fm Page 26 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 62-50

С. А. БАРАБАНОВ, В. И. БИРЮКОВ, д-р техн. наук (МАИ),
e-mail: barabanov.sergey@gmail.com

Мониторинг прохождения внутритрубных снарядов численным моделированием гидродинамического тракта

Исследованы колебательные процессы в трактах гидродинамических систем. Разработан алгоритм численного моделирования и корреляционного анализа для фильтрации волновых возмущений в протяженных трубопроводах. Предложена методика мониторинга движения очистных устройств моделированием с использованием штатного измерительного оборудования.

Ключевые слова: трубопроводный транспорт, колебательный процесс, моделирование, очистные устройства, мониторинг.

The vibration processes in tracts of hydrodynamic systems are studied. The algorithm of numerical modeling and correlation analysis for filtering of wave disturbances in long-length pipelines is developed. The monitoring methodic of pollution control facilities movement by modeling using in-service measurement equipment is suggested.

Keywords: pipeline transport, vibration process, modeling, pollution control facilities, monitoring.

При исследованиях колебательных процессов в промышленных установках и магистральных трубопроводах, а также при мониторинге состояния трактов затруднена идентификация возмущений, источниками которых является штатное оборудование. В турбулентном потоке жидкости кроме возмущений, возникающих вследствие взаимодействия внутритрубных снарядов со стенками тракта, могут возникать колебательные процессы, генерируемые работой клапанов, кранов, задвижек и т. п. Идентификация источников возмущений позволяет осуществлять мониторинг состояния установок и отклонений их работы от штатных режимов, и в частности мониторинг прохождения внутритрубных снарядов.

При эксплуатации транспортных систем для жидких углеводородов в полости тракта накапливаются парафиновые отложения из твердых примесей, а также вода и газ. Парафиновые отложения уменьшают эффективный диаметр тракта, что снижает пропускную способность. При уменьшении пропускной способности на 2 % [1] для восстановления эффективности перекачки внутренние поверхности тракта очищают от парафиновых отложений. Для этого в трубопровод запускают специальные очистные устройства (ОУ), так называемые скребки, которые не только очищают тракт от парафиновых отложений, но и могут осуществлять внутритрубную диагностику состояния поверхностей стенок. Для этого ОУ оборудуют специальными датчиками, формирующими низкочастотные сигналы, которые улавливают локаторы, установленные на линейной части трубопровода. Данные сигналы принимаются на расстоянии нескольких метров. Сигнализаторы могут быть мобильными и стационарными. Последние устанавливают в контрольных точках: на камерах пуска/приема, на линейной магистрали после приемной и выкидной линий промежуточных насосных станций, на узлах линейных задвижек, береговых узлах подводных переходов.

Сигнал, снятый стационарными сигнализаторами, передается в систему диспетчерского контроля и управления.

В России основной контроль трубопроводов осуществляется с помощью сигнализаторов и ОУ. Данный метод имеет недостаток — если ОУ располагается между контрольными точками, то нет точной информации о местоположении устройства. В этом случае местонахождение диагностического или очистного устройств вычисляется оператором по объему V нефти, закаченному в трубопровод с момента последнего фиксирования устройства. Для этого определяют средний объемный расход за рассматриваемое время: $Q = V/\Delta T$ и, предполагая, что на данном участке площадь S сечения тракта не изменяется, рассчитывают среднюю скорость течения: $v = Q/S = V/(S\Delta T)$. Пренебрегая проскальзыванием устройства при движении, предполагаем, что средняя скорость скребка равна средней скорости течения. Тогда координату ОУ в текущее время t_i рассчитываем по формуле

$$x_i = x_0 + v(t_i - t_0) = \\ = x_0 + \frac{Q}{S}(t_i - t_0) = \\ = x_0 + \frac{V}{S}. \qquad (1)$$

Здесь t_0 — время фиксации устройства последним сработавшим

Ve0417.fm Page 27 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

сигнализатором; x_0 — координата последнего сработавшего сигнализатора.

Так как известно только приблизительное расположение устройства и сигнал от датчика не всегда является достоверным (эффективность прибора при эксплуатации снижается), то есть вероятность принятия неверного решения, что может стать причиной аварии на объекте повышенной опасности.

Кроме того, не исключена возможность остановки ОУ на протяженном участке трубопровода. В этом случае система контроля не может выявить точное местонахождение диагностического устройства и ОУ. К тому же есть еще один существенный недостаток — необходима установка сигнализаторов прохождения ОУ.

В 2001 г. ООО НПФ "Тори" разработало систему сопровождения внутритрубных снарядов ССВС-001 [2], которая в отличие от уже известных систем определяет местоположение ОУ в любой момент времени независимо от расположения. Система работает при расстоянии между источником и регистратором до 100 км, при этом точность определения координаты ОУ не превышает 3 % от расстояния. Автономный акустический излучатель устанавливают на последний фланец очистного устройства, а измерительный микрофон (регистратор) крепят внутри трубы специальным фланцевым соединением. При движении снаряда в трубопроводе автономный акустический излучатель с определенной периодичностью выдает звуковые сигналы, которые акустический датчик принимает и передает в ПК для цифровой обработки, где осуществляется выделение акустического образа и расчет скорости и местоположения снаряда. Разработанный ООО НПФ "Тори" метод требует установки дорогостоящего оборудования на ОУ.

Авторами статьи был разработан метод мониторинга прохождения внутритрубного снаряда, не требующего установки специального оборудования, для работы которого достаточно данных, получаемых с установленных на магистральных трубопроводах штатных преобразователей давления.

Численное моделирование и корреляционный анализ для программной фильтрации волновых возмущений в магистральных трубопроводах

Очистное устройство является источником одиночных гидроударных волн и постоянных непериодических колебаний. Суть данного метода заключается в фиксировании возмущений и вычислении местоположения их источника.

Диагностическое устройство или ОУ в ходе продвижения в круглом тракте тормозится и разгоняется относительно потока жидкости, преодолевая препятствия: повороты, парафиновые отложения на стенках. При этом, счищая отложения со стенок тракта, ОУ создает колебания. При захватывании очередного парафинового отложения снаряд притормаживает поток, а затем ускоряется под действием напора движущейся жидкости, т. е. имеют место волновые возмущения потока. Частота генерируемых колебаний находится в диапазоне частот общего гидродинамического шума, т. е. не превышает 10 Гц. Эти колебания всегда имеются в турбулентном потоке и обусловлены штатной работой насосных агрегатов и другого технологического оборудования (рис. 1). Амплитуда данных колебаний сопоставима с уровнем общего шума.

В предложенном методе исходными данными являются давления, которые измеряют в нескольких точках тракта, находящихся на некотором расстоянии друг от друга. Известными являются также реологические свойства перекачиваемой жидкости и объемный мгновенный расход.

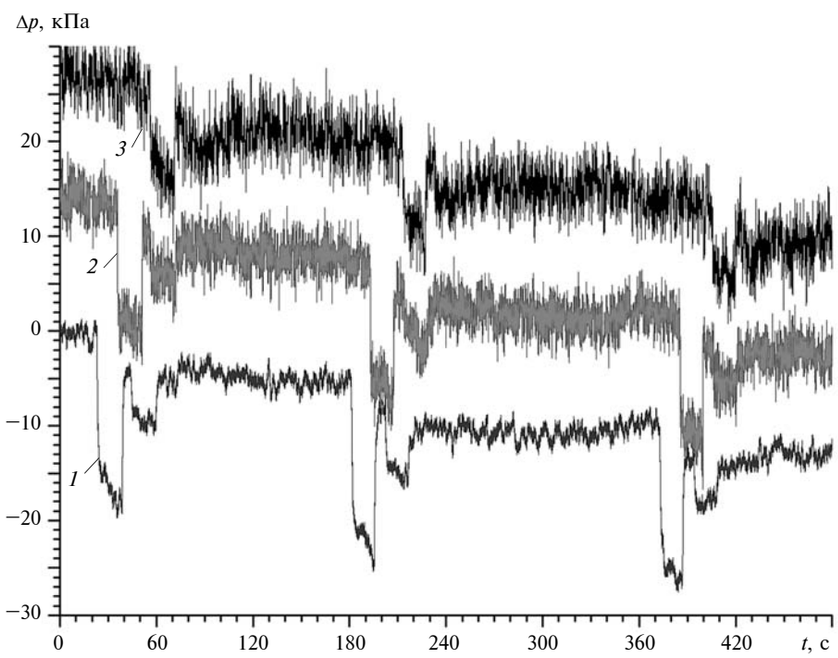


Рис. 1. Сигналы от преобразователей давления — относительные отклонения давлений Δ*p* в текущем времени *t*, снятых на нулевом (*1*), 15-м (*2*) и 37-м км (*3*)

Ve0417.fm Page 28 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

Исключение из системы внешних колебаний

Рассмотрим в рамках общей гидродинамической модели тракта [3] процессы распространения волновых возмущений в тракте, заполненном слабосжимаемой жидкостью.

Используя предложенную Христиановичем гипотезу квазистационарности течения для замыкания системы уравнений течения слабосжимаемой жидкости в тракте с жесткими стенками, В. Чарный решил задачу распространения гидроударной волны в круглом тракте [4], возникшей в сечении x_0.

Для уравнений гиперболического типа характерно наличие двух семейств вещественных характеристик в обычных дифференциальных уравнениях, на которые исходные уравнения в частных производных заменяются для тех же переменных — в данном случае это давление и скорость.

Представив разницу уравнений на одной из характеристик для распространяющегося по трубопроводу возмущения, возникшего в сечении $x = 0$, и для исходного невозмущенного потока, получили выражение, связывающее изменение скорости v течения с расстоянием x, пройденным волной:

$$\frac{x}{4aD} = \int_{v_1}^{v} \frac{\mathrm{d}v}{\lambda_0 |v_0| v_0 - \lambda |v| v},$$

где c — скорость звука в жидкости; D — диаметр трубы; λ_0 и λ — коэффициенты трения соответственно до и после возмущения; v_1 — скорость после возмущения в точке $x = 0$; v и v_0 — скорости потока соответственно после и до возмущения в точке x.

Данное уравнение решается известными численными методами. При заданном законе трения можно определить скорость v потока в любой точке тракта, зная скорость v_1, зафиксированную ближайшим к источнику возмущения датчиком, скорость v_0 невозмущенного течения и пройденного волной расстояния.

Для оценки распространения волнового возмущения в зоне Блазиуса рассмотрим линеаризованный случай для небольших возмущений скорости v относительно скорости v_0. Линеаризацией скорости в окрестности невозмущенного потока получим [5]:

$$\frac{7\lambda_0 v_0 x}{16cD} = \int_{v_1}^{v} \frac{\mathrm{d}v}{(v_0 - v)} = \ln\left(\frac{v_0 - v_1}{v_0 - v}\right), \qquad (2)$$

где $\eta = \dfrac{7}{16}\dfrac{\lambda_0 v_0}{cD}$ — коэффициент затухания возмущения.

Решая уравнение (2), получим уравнение затухания возмущений:

$$v - v_0 = (v_1 - v_0)\mathrm{e}^{-\frac{7}{16}\frac{\lambda_0 v_0}{cD}x}. \qquad (3)$$

Введем обозначение амплитуды волны: $A = \Delta p$. Тогда можно представить затухание возмущений в результате гидравлических потерь при их распространении вдоль тракта как

$$\Delta P = \Delta P_0 \mathrm{e}^{-\frac{7}{16}\frac{\lambda_0 v_0}{cD}x}$$

или

$$A = A_0 \mathrm{e}^{-\eta x}.$$

Волны распространяются в противоположных направлениях от источника возмущения со скоростью звука в жидкости и затухают в первом приближении при течении в зоне Блазиуса согласно формуле (3). Волновые возмущения в каждой точке тракта можно вычислить, зная исходный сформированный источником сигнал.

Колебания от некоторых источников могут быть сложными и состоять из нескольких колебаний с разными частотами, суммарный сигнал от такого источника составит:

$$A^1_{x_0}(t) = \sum_{i=1}^{n} A^1_{i,x_0} \sin(\omega_i t).$$

Если имеется несколько источников возмущений, например N, и все они сосредоточены в одной точке, то датчик, установленный вблизи этой точки, будет фиксировать апериодические колебания, которые являются интерференцией колебаний от разных источников. При сосредоточении источников возмущений, результирующий сигнал в точке x_0 имеет вид:

$$A_{x_0}(t) = \sum_{k=1}^{N} A^k_{x_0}(t) = \sum_{k=1}^{N}\sum_{i=1}^{n} A^k_{i,x_0} \sin(\omega_i t).$$

Сигнал с датчика давления, установленного в точки с координатой x_j, с учетом формулы (3) составит:

$$A_{x_j} = \sum_{k=1}^{N} A^k_{x_0}\left[t - \frac{(x_j - x_0)}{c}\right] = \sum_{k=1}^{N}\sum_{i=1}^{n} A^k_{i,x_0} \mathrm{e}^{-\eta(x_j - x_0)} \times \times \sin\left[\omega_i\left(t - \frac{x_j - x_0}{c}\right)\right]. \qquad (4)$$

Таким образом, взаимосвязь возмущений в разных точках тракта описывается формулой (4).

Сначала по формуле (4) вычисляют функции для координат x_j, которые соответствуют точкам измерения давлений в тракте, где установлены датчики. Затем для каждой точки определяют разницу между рассчитанными значениями [функция $A_{x_j}(t)$] и измеренными [$\tilde{A}_{x_j}(t)$]:

$$a_{x_j}(t) = A_{x_j}(t) - \tilde{A}_{x_j}(t). \qquad (5)$$

Ve0417.fm Page 29 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

При этом в измеренном сигнале $\tilde{A}_{x_j}(t)$ устраняют гидродинамический шум от известных источников возмущений, которые находятся по краям исследуемого тракта и являются граничными условиями для замкнутой системы уравнений распространения гидродинамических колебаний в тракте. Таким образом, получаем состояние гидродинамической системы, изолированной от внешних источников колебаний.

Вычисление местоположения источника, находящегося внутри изолированной гидродинамической системы

Находящееся внутри трубы ОУ является источником возмущений, вычисление местоположения которого необходимо выполнять по картине колебаний в точках измерений, т. е. по формуле (5).

Внутритрубный снаряд создает колебания в обе стороны, причем эти колебания находятся в противофазе относительно друг друга, т. е.

$$A_{x_{0+}}(t) = -A_{x_{0-}}(t).$$

Волновая картина, фиксируемая датчиками давления, расположенными по разные стороны от снаряда, несимметрична (рис. 2). Решая задачу детектирования местоположения снаряда необходимо знать две точки, между которыми находится источник возмущения. Отрезок между двумя соседними точками назовем секцией. Если в исследуемом тракте установлено M датчиков давления, включая контрольные точки на границах участка, то он разделится на $M - 1$ секцию.

Рассмотрим расчет перехода ОУ границ соседних секций.

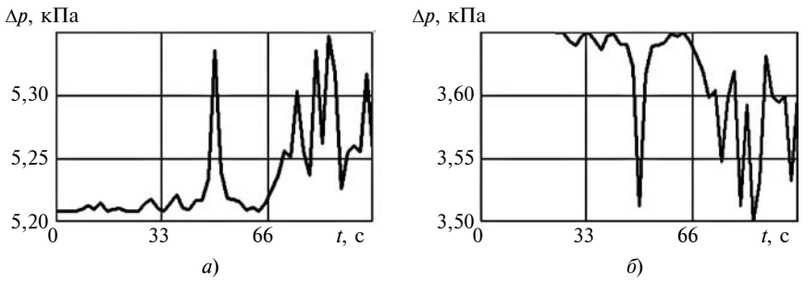


Рис. 2. Характерный вид сигналов датчиков давления, между которыми движется снаряд

Временная сдвижка сигналов $A_{x_j}(t)$ и $A_{x_{j+1}}(t)$, ограничивающих секцию с ОУ, имеет вид:

$$\tau_{x_j} = \frac{(x_j + x_{j+1} - 2\theta)}{c}, \qquad (6)$$

где θ — текущая координата ОУ.

Для определения τ_{x_j} воспользуемся корреляционным анализом, который заключается в определении связи между сигналами $A_{x_j}(t)$ и $A_{x_{j+1}}(t)$. В качестве меры данной связи используем коэффициент корреляции, который оценивается по выборке объема n связанных пар наблюдений $(A_{x_j}(t);\ A_{x_{j+1}}(t))$ из совместной генеральной совокупности. Для оценки связи $A_{x_j}(t)$ и $A_{x_{j+1}}(t)$ используем коэффициент линейной корреляции (т. е. коэффициент Пирсона), предполагающий, что выборки сигналов $A_{x_j}(t)$ и $A_{x_{j+1}}(t)$ имеют нормальный закон распределения:

$$r_{x_j} = \frac{\sum\left\{[A_{x_j}(t_i) - \bar{A}_{x_j}] \times \right.}{\left\{\left[\sum (A_{x_j}(t_i) - \bar{A}_{x_j})^2\right] \times \right.} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\left. \times [A_{x_{j+1}}(t_i) - \bar{A}_{x_{j+1}}] \right\}}{\left. \times \left[\sum (A_{x_{j+1}}(t_i) - \bar{A}_{x_{j+1}})^2\right] \right\}^{1/2}}. \qquad (7)$$

Коэффициент корреляции характеризует степень линейной взаимосвязи между двумя выборками. Его значение находится в диапазоне от -1 (строгая обратная линейная зависимость) до 1 (строгая прямая пропорциональная зависимость). Так как сигналы $A_{x_j}(t)$ и $A_{x_{j+1}}(t)$ находятся в противофазе (строгая обратная пропорциональность), то будем решать задачу поиска минимума корреляции двух рассматриваемых сигналов и временной сдвижки τ_{xj} выборок $A_{x_j}(t)$ и $A_{x_{j+1}}(t)$ соответствующей минимуму функции r_{xj} по формуле (7). Определив τ_{xi} и подставив его в выражение (6), получим искомую координату θ_j местонахождения ОУ.

Вычисление перехода устройством границы секции

Очистное устройство, движущееся в потоке жидкости, является локальным сопротивлением, вызывающим потери напора. Давление за снарядом больше чем перед ним, т. е. возникает перепад давлений (рис. 3), который фиксируется датчиком в момент прохождения снарядом места его подключения. Зафиксированное время перепада давлений соответствует моменту прохождения снарядом точки подключения датчика, т. е. переходу из одной секции в другую.

Ve0417.fm Page 30 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

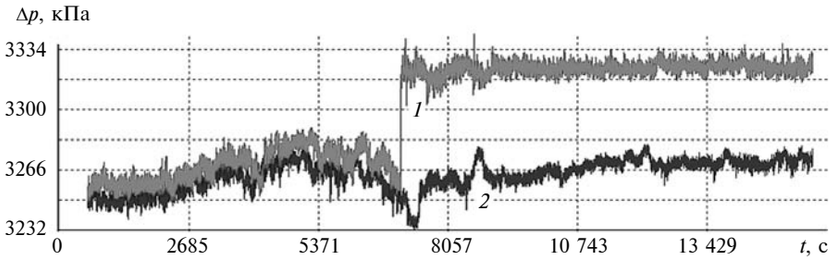


Рис. 3. Сигналы с датчика давления при прохождении его ОУ (*1*) и со следующего датчика (*2*)

До прохождения ОУ места установки датчика 1 генерируемые устройством возмущения фиксируют оба датчика (между которыми ОУ находится) с одинаковым знаком, но со смещением по времени. После прохождения ОУ датчика 1 зафиксированные возмущения находятся в противофазах — датчик 1 фиксирует снижение давления, а датчик 2 — повышение, при этом ОУ ускоряется относительно потока. Прохождение ОУ границы секции позволяет получить дополнительный параметр для уточнения местонахождения снаряда. В момент перехода в формуле (7) происходит замена параметров, измеряемых до ОУ на параметры, снимаемые после ОУ.

Мониторинг местоположения устройства

Предложенный метод определения координаты допускает погрешность не более 300 м. Погрешность зависит от нескольких факторов: точности скорости звука, точности координатной привязки приборов к координатной сетке тракта, класса точности измерительных приборов.

Для повышения точности мониторинга движения снаряда будем использовать математический аппарат фильтрации данных, предложенных в 1960 г. Р. Е. Калманом [6]. Для этого в аналитическое описание движения [см. формулу (1)] внесем изменения. Если временной шаг расчета dt, то текущая координата ОУ вычисляется по формуле

$$x_{i+1} = x_i + k\alpha(x_i)\frac{\overline{Q}_i}{S}\mathrm{d}t, \qquad (8)$$

где k — коэффициент проскальзывания ОУ; $\alpha(x_i) = \mathrm{d}h_i/\mathrm{d}x_i$ — коэффициент угла наклона профиля в точке x_i тракта; $\overline{Q}_i$ — средний текущий объемный расход за время dt от момента текущего вычисления.

Коэффициент проскальзывания k — величина постоянная для ОУ, совершающего движение в тракте постоянного сечения.

Новое значение координаты ОУ определяем согласно итерационной формуле

$$y_{i+1} = K\theta_{i+1} + (1 - K)\left[y_i + k\alpha(x_i)\frac{\overline{Q}_i}{S}\mathrm{d}t\right], \qquad (9)$$

где K — коэффициент фильтрации, изменяется от 0 до 1; y_i — отфильтрованное фильтром Калмана значение, вычисленное на предыдущем шаге.

Коэффициент K фильтрации рассчитывают для конкретного объекта диагностики, он зависит от точности исходных данных. Чем выше точность, тем коэффициент K ближе к 1.

Эксперименты и внедрение предложенного метода

Предложенный метод был реализован в модуле расчета движения средств диагностики и очистки трубопровода, входящего в состав системы DiSPY поддержки принятия решений (разработчик ООО "Энергоавтоматика").

Апробацию метода выполняли на объекте ООО "Транснефть — Восток" — магистральном нефтепроводе "Восточная Сибирь — Тихий Океан". Получены положительные результаты. Метод принят к использованию в составе эксплуатируемой системы DiSPY.

Таким образом, разработан алгоритм фиксации возмущений в гидравлических трактах от штатного оборудования и внешних воздействий, а также метод определения местоположения ОУ на основании применяемой измерительной системы на магистральных трубопроводах. Практика показала эффективность и надежность данного метода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ИПТЭР** утв. А. Г. Гумеров РД-153-39.4-056—00. Правила технической эксплуатации магистральных нефтепроводов, п. 4.1.68.

2. **Супрунчик В. В., Коновалов Н. М., Мызников М. О.** Система сопровождения внутритрубных снарядов ССВС-001 // Трубопроводный транспорт. 2003. № 12. С. 9—12.

3. **Гликман Б. Ф.** Математические модели пневмогидравлических систем. М.: Наука, 1986. 368 с.

4. **Чарный И. А.** Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. М.: Недра, 1975. С. 186—191.

5. **Барабанов С. А., Бирюков В. И.** Затухание вынужденных колебаний и гидроударных волн в турбулентном потоке протяженных трактов систем питания жидкостных ракетных двигателей // Вестник СибГАУ. 2015. Т. 16. № 2. С. 386—394.

6. **Kalman R. E.** A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems // Journal of Basic Engineering. 82. Ser. D, 1960. 35—45 p.

Ve0417.fm Page 31 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 621.951

С. В. КИРСАНОВ, д-р техн. наук, Р. С. ЦЫГАНКОВ (Томский политехнический университет),
Б. А. ТУХФАТУЛЛИН, канд. техн. наук (Томский государственный архитектурно-строительный университет),
e-mail: tsygankovrs@tpu.ru

Автоматизированный расчет стрелы прогиба стебля ружейного сверла[1]

Для исключения касания стеблем ружейного сверла поверхности обработанного отверстия и повышения стойкости инструмента на базе уточненной схемы сил и моментов, действующих на сверло, предложен автоматизированный расчет геометрических параметров стебля и его стрелы прогиба.

Ключевые слова: ружейное сверло, стебель, обрабатывающий центр, стрела прогиба, сила, крутящий момент.

For excluding of touching by a gun drill stem of a surface of machined hole and increase of tool resistance on the base of refined free body diagram of a drill, the automated calculation of stem geometric parameters and its camber height is suggested.

Keywords: gun drill, stem, machining center, camber height, force, torque moment.

При сверлении глубоких отверстий ружейным сверлом на токарно-фрезерном обрабатывающем центре из-за отсутствия люнетов стебель инструмента, как наименее жесткий элемент технологической системы, под действием силовой нагрузки изгибается. Это может вызвать касание стебля поверхности обработанного отверстия и, как следствие, поломку инструмента. Поэтому стрела прогиба Δ стебля должна быть меньше величины начального зазора δ между стеблем и стенкой отверстия: $\Delta < \delta$, где $\delta = (d - d_{ст})/2$ (рис. 1). Отсюда возникает необходимость расчета стрелы прогиба стебля ружейного сверла.

Эта задача решалась в два этапа. На первом этапе была разработана уточненная схема сил и моментов, действующих на ружейное сверло, так как до настоящего времени в этом вопросе нет единого мнения [1, 2].

Учитывали следующее. У ружейного сверла главная режущая кромка расположена эксцентрично относительно оси x инструмента (рис. 2), поэтому результирующая сила резания приложена в точке A и ее можно разложить на составляющие P_z, P_x, P_y, которые воздействуют на направляющие элементы инструмента. В результате возникают силы реакции (N) и силы трения (F), их составляющие: N_1, N_2 и F_1, F_{1x}, F_2, F_{2x}.

Рассмотрим систему сил и моментов, действующих в плоскости zy (см. рис. 2). Для этого используя метод Пуансо, приложим в точке O две уравновешенные силы, из которых сила P_1 равна составляющей силе резания P_z, а сила P_2 равна ей по модулю, но противоположна по направлению. Тогда система составляющей P_z и сил P_1 и P_2 будет эквивалентна составляющей P_z, так как получена присоединением к последней взаимно уравновешенных сил. Однако составляющая P_z и сила P_2 представляют собой пару сил, поэтому всю систему можно рассматривать как силу P_1, равную по модулю составляющей P_z, но приложенную в точке O, и пару сил P_z, P_2.

Для расчета сил и моментов, действующих в плоскости zy, составим систему уравнений:

$$\Sigma y = -P_y + N_1 - F_2\cos\alpha - N_2\sin\alpha = 0; \qquad (1)$$

$$\Sigma z = -P_z + F_1 - F_1\sin\alpha + N_2\cos\alpha = 0; \qquad (2)$$

$$\Sigma m_0 = P_z h + (F_1 + F_2)d/2 - M_{кр} = 0. \qquad (3)$$

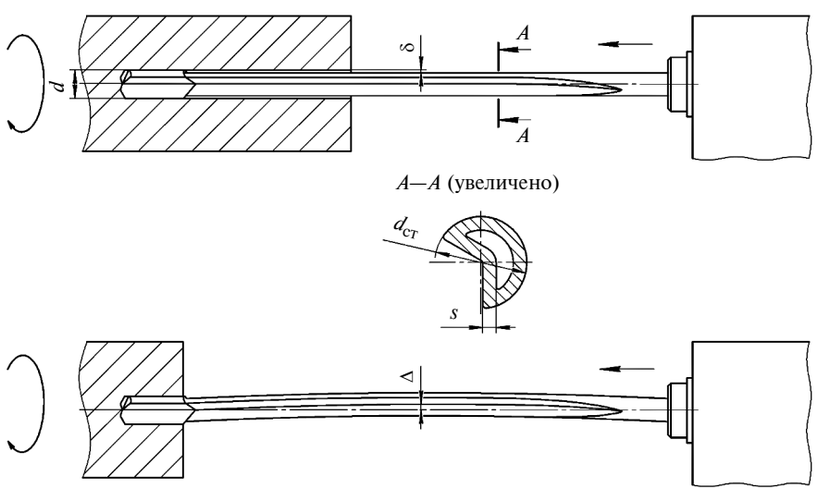


Рис. 1. Чертеж стебля ружейного сверла в процессе сверления (с прогибом)

1 Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках НИОКТР № Н979.210.007/15 от 28.07.2015 г. для ФГАОУ ВО "Уральский федеральный университет". Договор № 02.G25.31.0148 с ОАО "Свердловский инструментальный завод".

Ve0417.fm Page 32 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

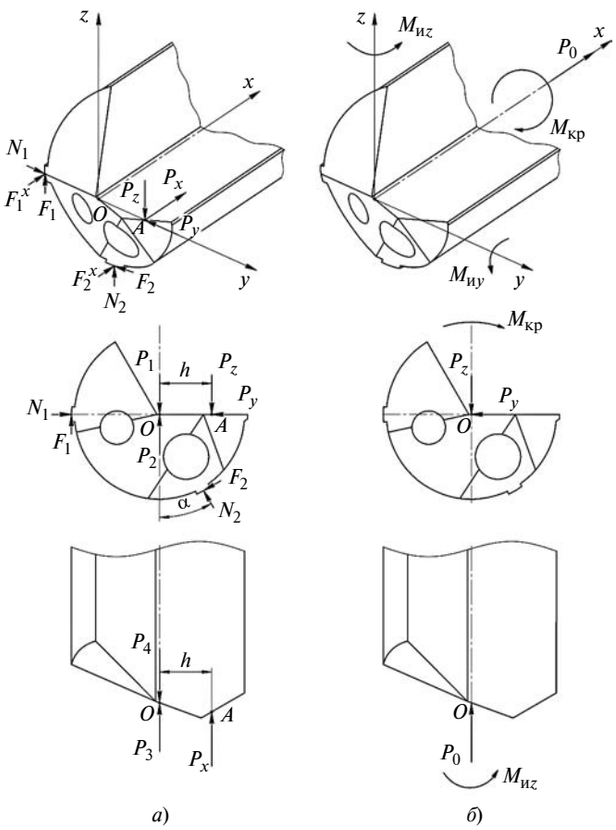


Рис. 2. Схемы сил (*а*) и моментов (*б*), действующих на ружейное сверло

Полагая, что условия трения на направляющих одинаковые, принимаем $\mu_1 = \mu_2 = \mu$, тогда уравнение (3) примет вид:

$$\Sigma m_0 = P_z h + (N_1 + N_2)\mu d/2 - M_{кр} = 0, \qquad (4)$$

отсюда получим:

$$M_{кр} = P_z h + (N_1 + N_2)\mu d/2. \qquad (5)$$

Решив уравнения (1), (2) и (4), получим:

$$N_1 = \frac{P_z(\mu\cos\alpha + \sin\alpha) - P_y(\mu\sin\alpha - \cos\alpha)}{(1+\mu^2)\cos\alpha};$$

$$N_2 = \frac{P_z - P_y\mu}{(1+\mu^2)\cos\alpha};$$

$$F_1 = \frac{P_z\mu(\mu\cos\alpha + \sin\alpha) - P_y\mu(\mu\sin\alpha - \cos\alpha)}{(1+\mu^2)\cos\alpha};$$

$$F_2 = \frac{P_z\mu - P_y\mu^2}{(1+\mu^2)\cos\alpha}.$$

Далее рассмотрим систему сил и моментов, действующих в плоскостях *xy* и *xz* (см. рис. 2, *а*, *в*). Используя метод Пуансо, составим систему уравнений:

$$\Sigma x = P_o - P_x - F_1^x - F_2^x = 0; \qquad (6)$$

$$\Sigma m_z = P_x h - F_1^x d/2 + F_2^x \sin\alpha d/2 - M_{иz} = 0; \qquad (7)$$

$$\Sigma m_y = F_2^x \cos\alpha d/2 - M_{иy} = 0. \qquad (8)$$

Условия трения на направляющих сверла вокруг оси *x* и вдоль нее отличаются, т. е. $\mu_x \neq \mu$, тогда уравнения (6)—(7) примут вид:

$$\Sigma x = P_o - P_x - \mu_x N_1 - \mu_x N_2 = 0; \qquad (9)$$

$$\Sigma m_z = P_x h - \mu_x N_1 d/2 + \mu_x N_2 \sin\alpha d/2 - M_{иz} = 0; \qquad (10)$$

$$\Sigma m_y = \mu_x N_2 \cos\alpha d/2 - M_{иy} = 0. \qquad (11)$$

Решив уравнения (6)—(11), получим:

$$P_o = P_x + \mu_x N_1 + \mu_x N_2;$$

$$M_{иz} = P_x h - \mu_x N_1 d/2 + \mu_x N_2 \sin\alpha d/2;$$

$$M_{иy} = \mu_x N_2 \cos\alpha d/2.$$

Следовательно, при сверлении на ружейное сверло действуют крутящий момент $M_{кр}$, осевая сила P_o и изгибающие моменты $M_{иy}$ и $M_{иz}$.

Второй этап решения поставленной задачи заключался в разработке программы автоматизированного расчета стрелы прогиба стебля ружейного сверла для глубоких отверстий, используемого для токарно-фрезерной обработки, при которой заготовка вращается, а сверло совершает движение подачи.

Для расчета геометрических параметров стебля и его упругодеформированного состояния разработана программа GunDrills на языке Object Pascal в среде Delphi 7. Момент инерции $I_к$ при кручении поперечного сечения стебля определяется методом конечных элементов [3] дифференциального уравнения Пуассона [4]:

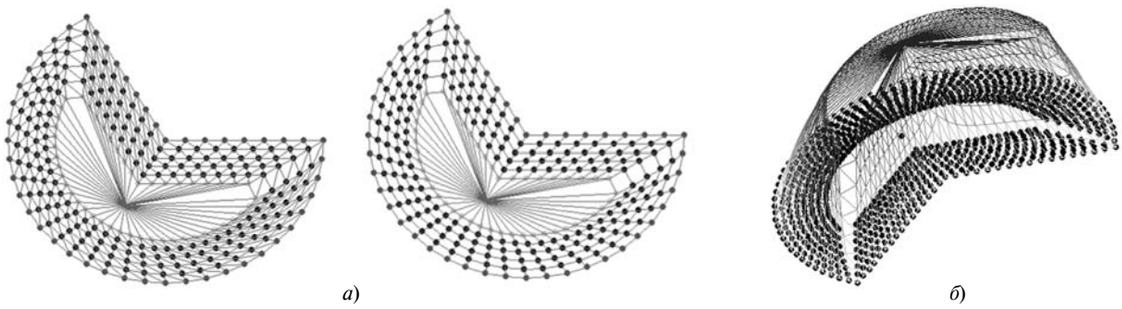
$$\frac{\partial^2\varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2\varphi}{\partial z^2} + 2\theta G = 0,$$

где $\varphi = \varphi(y, z)$ — функция напряжения Прандтля; θ — относительный угол закручивания; G — модуль сдвига.

Остальные геометрические показатели поперечного сечения стебля — координаты центра тяжести (z_C, y_C); площадь A; осевые (I_{z_C}, I_{y_C}) и центробежный ($I_{z_C y_C}$) моменты инерции сечения; радиусы инерции сечения (i_{z_C}, i_{y_C}) определяются через координаты вершин элементов по элементарным зависимостям, приведенным в работе [5].

Форма сечения и сетка конечных элементов формируется программой автоматически по задан-

Ve0417.fm Page 33 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM



а) *б*)

Рис. 3. Конечно-элементные сетки поперечного сечения деформированного стебля ружейного сверла (*а*) и поверхность функции напряжений, построенная решением уравнения Пуассона (*б*)

ным пользователем параметрам: диаметру сверла, диаметру $d_{ст}$ стебля, толщине s стенки стебля, числу слоев, числу узловых точек на контуре сечения. Для расчета использовали трех- и четырехугольные конечные элементы (рис. 3, *а*). Граничные условия для функции напряжений задаются программой автоматически: на контуре сечения — нулевые, на границе отверстия в соответствии с теоремой о циркуляции касательных напряжений [4]. В программе предусмотрена возможность построения поверхности функции напряжений (рис. 3, *б*).

Найденные расчетом осевые моменты инерции относительно центральных осей и момент инерции на кручение используем далее для вычисления линейных и угловых перемещений в стебле ружейного сверла. Стержневая модель сверла состоит из конечных элементов пространственного стержня с шестью степенями свободы в узле. При формировании матрицы жесткости стержня для повышения точности расчета перемещений в сжато-изогнутом стержне учитывается функция Н. В. Корноухова [6].

Для примера рассчитали стрелы прогиба ружейных сверл с длинами $l_{ст}$ = 100; 200; 300; 400; 500 мм и диаметром стеблей $d_{ст}$ = 9,4 мм при толщине стенки s = 1,41 мм. Рассмотрен вариант, когда в точке A (h = 2,2 мм) приложены сосредоточенные составляющие силы резания: F_x = 700 Н, F_y = 300 Н, F_z = 400 Н, измеренные трехкомпонентным динамометром 9257BA (фирма Kistler, Швейцария) при сверлении ружейным сверлом диаметром d = 10 мм из стали 40Х (ГОСТ 1050—88) со скоростью резания v = 70 м/мин при подаче S = 0,05 мм/об. с использованием СОЖ — 7 % водный раствор концентрата EcoCool Soluble 20 (Германия).

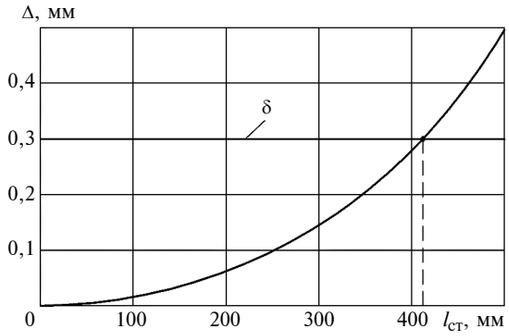


Рис. 4. Зависимость максимального прогиба Δ от длины $l_{ст}$ стебля ружейного сверла диаметром d = 10 мм

Расчетами геометрических параметров поперечного сечения стебля ружейного сверла диаметром d = 10 мм при числе слоев 12 и числе точек на слое 96, получено: A = 33,88 мм^2, z_C = −0,99 мм; y_C = −0,57 мм; I_{z_C} = 230,0 мм^4; I_{y_C} = 152,91 мм^4; $I_{z_C y_C}$ = −66,76 мм^4; $I_к$ = 236,04 мм^4.

Затем оценивали влияние длины стебля на стрелу прогиба. Установлено, что для выполнения условия $\Delta < \delta$ длина стебля ружейного сверла диаметром d = 10 мм не должна превышать 410 мм (рис. 4).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Streicher P.** Tiefbohren der Metalle. Verfahrentechnische und konstruktive Probleme. Würzburg: Vogel-Verlag, 1975. 128 s.

2. **Pflegher F.** Kräfte an Schneide und Führungsleisten von Einlippen-Tiefbohrwerkzeugen // Werkzeugmaschinen international. 1974. N. 6. S. 51—56, 70.

3. **Расчеты** машиностроительных конструкций методом конечных элементов: справочник / Под общ. ред. В. И. Мяченкова. М.: Машиностроение, 1989. 520 с.

4. **Тимошенко С. П., Гудьер Дж.** Теория упругости. М.: Наука, гл. редакция физ.-мат. литер., 1979. 560 с.

5. **Тухфатуллин Б. А., Путеева Л. Е., Красина Ф. А.** Программа ContW для расчета геометрических характеристик сечения, образованного несколькими контурами // Информационно-вычислительные технологии и их приложения: Сб. XIX Международной науч.-практ. конф. Пенза: Изд-во ПГСА, 2015. С. 58—63.

6. **Корноухов Н. В.** Избранные труды по строительной механике. Киев: Изд-во АН УССР, 1963. 321 с.

Ve0417.fm Page 34 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 621.01

П. А. ЛАРЮШКИН, канд. техн. наук, М. Н. ЗАХАРОВ, д-р техн. наук, К. Г. ЭРАСТОВА (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
В. А. ГЛАЗУНОВ, д-р техн. наук, д-р философ. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
e-mail: pav.and.lar@gmail.com

Структурный анализ и решение обратной задачи о положениях сферического механизма параллельной структуры

Рассматривается сферический манипулятор параллельной структуры и его возможные конфигурации, их преимущества и недостатки. Приводится решение в общем виде обратной задачи о положениях механизма.

Ключевые слова: механизм параллельной структуры, сферический механизм, шарниры, ориентация, обратная задача.

The spherical manipulator of parallel structure and its possible configurations, their advantages and disadvantages, is considered. The general solution of an inverse problem of mechanism positioning is given.

Keywords: parallel structure mechanism, spherical mechanism, hinges, orientation, inverse problem.

Интерес к механизмам параллельной структуры обусловлен в первую очередь возможностью их широкого применения в различных областях техники [1]. Они обладают повышенной жесткостью, обеспечивают более высокую точность позиционирования по сравнению с механизмами последовательной структуры [2]. Особую прочность и надежность механизма обеспечивает распределение внешней нагрузки между несколькими кинематическими цепями [3], что позволяет использовать более легкие конструкционные материалы и снижает инерцию звеньев при движении. При синтезе данных механизмов определяющим является их назначение, а наиболее значимыми могут быть размер рабочей зоны или наличие особых положений.

В настоящем исследовании рассматривается сферический механизм, для которого характерно наличие неподвижной точки — центра поворота выходного звена, что можно использовать в медицинском оборудовании [4], так как обеспечивается минимальное смещение инструмента относительно объекта применения.

Механизмы параллельной структуры можно применять в таких устройствах, как радиотелескопы [5] и антенны, для которых важна способность быстрой переориентации.

Цели данной работы — анализ различных вариантов исполнения сферического манипулятора, их достоинств и недостатков и решение обратной задачи о положениях механизма.

Сферический манипулятор состоит из трех одинаковых кинематических цепей (рис. 1, *а*), каждая из которых содержит пять одноподвижных вращательных кинематических пар: A_i—E_i, где $i = 1, 2, 3$ — индекс кинематической цепи.

В каждой цепи оси пар A_i и E_i пересекаются в точке поворота O, а оси пар B_i, C_i, D_i параллельны друг другу и располагаются под углом ψ к горизонтальной плоскости. Точки B_i и E_i лежат на окружностях соответственно радиусов R и r, центры которых лежат на оси z. Оси кинематических пар A_i разных цепей совпадают с осью z, а пары E_i разных цепей расположены так, что их оси пересекаются в точке вращения O. Выходное звено механизма может вращаться вокруг неподвижной точки O, при этом расстояние OF остается постоянным. Кроме того, отрезок OF всегда перпендикулярен плоскости выходного звена. В каждой цепи точка D_i лежит на оси кинематической пары E_i. Плоскость, в которой расположены пары E_i, т. е. плоскость выходного звена, перпендикулярна оси z в начальном положении механизма. Пары A_i в каждой кинематической цепи являются приводными. Однако данные кинематические пары могут отсутствовать, тогда вместо них используют круговую направляющую с радиусом R, по которой могут перемещаться пары B_i (рис. 1, *б*). Данный вариант позволяет уменьшить высоту манипулятора и влияние сил инерции начальных звеньев, но сложен в реализации (рис. 2).

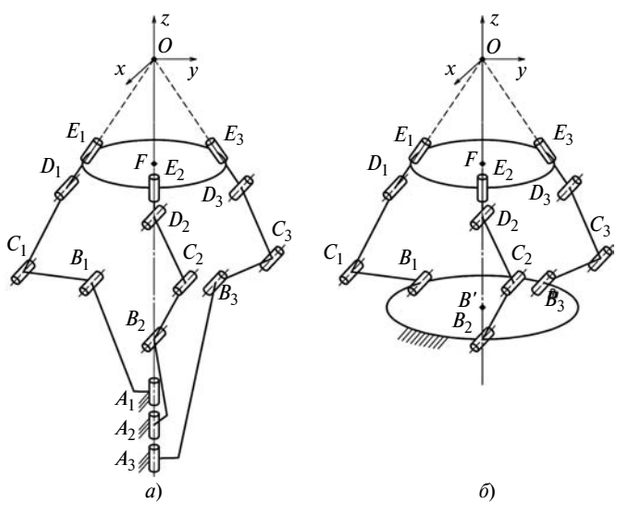


Рис. 1. Схемы сферических манипуляторов:
а — с тремя соосными входными шарнирами; *б* — с круговой направляющей

Ve0417.fm Page 35 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

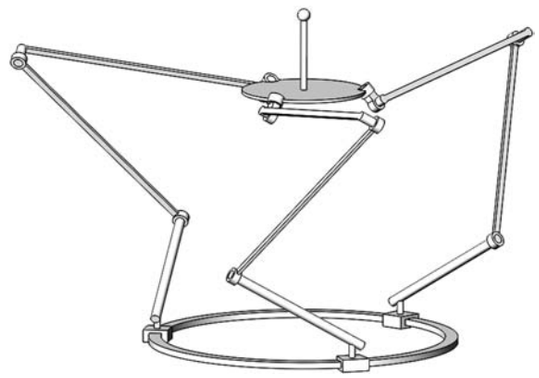


Рис. 2. Твердотельная модель механизма

Рассматриваемый манипулятор имеет преимущество [6, 7] — между выходным звеном и основанием имеется свободная зона, где можно установить необходимое оборудование, исключив его контакт с подвижными частями манипулятора. Недостаток данного варианта заключается в наличии большого числа вращательных пар, что при недостаточной точности исполнения шарниров может привести к снижению точности позиционирования.

Уравнения связи. Заданы следующие параметры: радиусы r и R, длины всех звеньев, угол ψ наклона плоскости звеньев, высоты h (OF) и H (OB'), углы φ_{0i}, задающие ориентацию цепей в начальном положении.

Углы поворота выходного звена вокруг осей x, y, z соответственно α, β, γ, θ_1, θ_2, θ_3 — углы поворота входных звеньев (A_iB_i) вокруг оси z. Получим аналитические зависимости между абсолютными (α, β, γ) и обобщенными (θ_1, θ_2, θ_3) координатами. За начальное положение механизма принимаем положение, при котором $\alpha = \beta = \gamma = 0$ (рис. 3).

Положение точки D_i определяется следующим образом. Угол между осью пары E_i и осью z находим как $\mu = \arccos\dfrac{h}{OE_i}$, где $OE_i = \sqrt{h^2 + r^2}$.

Тогда точки D_i лежат на окружности радиуса $r_D = OD\sin\mu$, где $OD = OE + ED$. Приняв за начало отсчета проекцию оси x на плоскость выходного звена, можно для данного положения записать координаты точек D_i через углы φ_{0i}: $x_{Di0} = r_D\cos\varphi_{0i}$; $y_{Di0} = r_D\sin\varphi_{0i}$; $z_{Ei0} = OD\cos\mu$.

При повороте выходного звена положение точек D_i изменится. При этом поворот звена на углы α, β, γ соответствует повороту векторов $\overline{OD_i}$ на те же углы. Тогда положение точки D_i i-й цепи после поворота платформы можно определить как

$$\begin{pmatrix} x_{Di} \\ y_{Di} \\ z_{Di} \end{pmatrix} = \mathbf{Rot}_z\mathbf{Rot}_y\mathbf{Rot}_x \begin{pmatrix} x_{Di0} \\ y_{Di0} \\ z_{Di0} \end{pmatrix},$$

где $\mathbf{Rot}_x$, $\mathbf{Rot}_y$, $\mathbf{Rot}_z$ — матрицы поворота относительно осей x, y, z:

$$\mathbf{Rot}_x = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) \\ 0 & \sin(\alpha) & \cos(\alpha) \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{Rot}_y = \begin{pmatrix} \cos(\beta) & 0 & \sin(\beta) \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin(\beta) & 0 & \cos(\beta) \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{Rot}_z = \begin{pmatrix} \cos(\gamma) & -\sin(\gamma) & 0 \\ \sin(\gamma) & \cos(\gamma) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Рассмотрим i-ю цепь на кинематической схеме, представленной на рис. 4. Зная координаты точки D_i, можно рассчитать расстояние l_{Di} от нее до плоскости окружности, на которой расположены точки B_i: $l_{Di} = |z_{Bi} - z_{Di}|$, где координата z_{Bi} одинакова для всех цепей и определяется размером H.

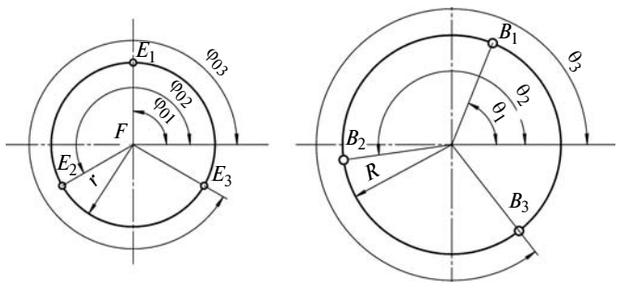


Рис. 3. Расположение точек B_i и E_i (вид сверху — начальное положение)

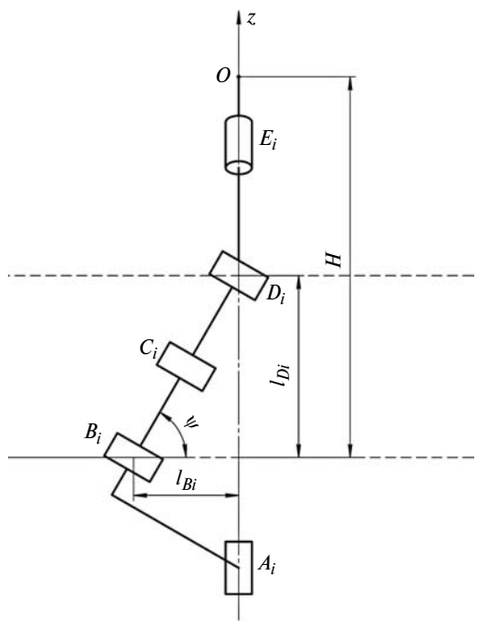


Рис. 4. Кинематическая схема механизма

Ve0417.fm Page 36 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

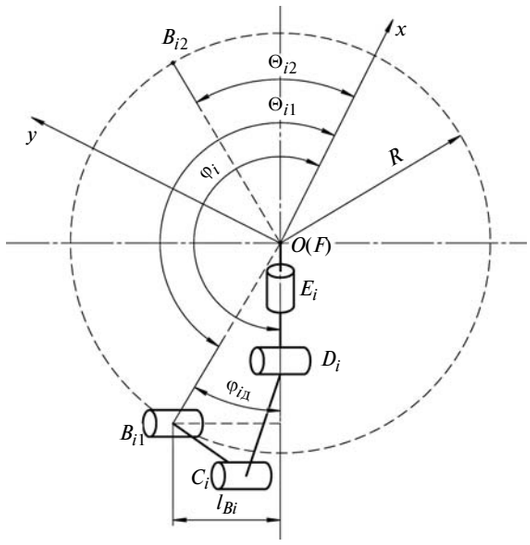


Рис. 5. Фрагмент кинематической цепи механизма (вид сверху)

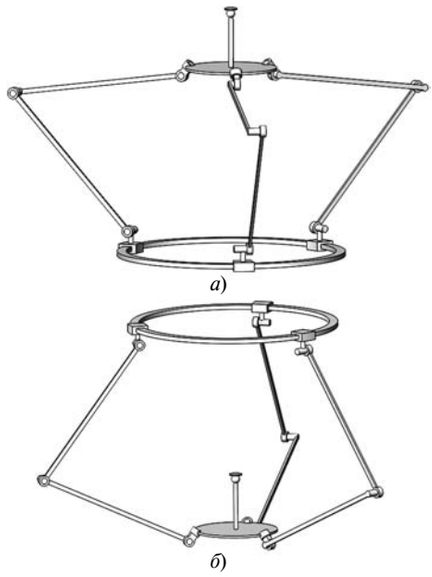


Рис. 6. Прямое (*а*) и вывернутое (*б*) исполнения твердотельных моделей механизма

Величину l_{Bi} определяем как $l_{Bi} = l_{Di}\text{ctg}\psi$ при условии, что значение угла ψ выбирается из интервала $(0; \pi/2]$. Тогда можно рассчитать угол $\varphi_{i\text{д}} = \arcsin(l_{Bi}/R)$ (рис. 5), который характеризует отклонение реального угла поворота входных звеньев θ_i от угла $\theta_{i90} = \varphi_i$, соответствующего $\psi = 90°$.

Угол φ_i находим из системы уравнений:

$$\begin{cases} \sin\varphi_i = \dfrac{y_{Di}}{\sqrt{x_{Di}^2 + y_{Di}^2}}; \\ \cos\varphi_i = \dfrac{x_{Di}}{\sqrt{x_{Di}^2 + y_{Di}^2}}. \end{cases}$$

Окончательно получаем: $\theta_{i1} = \varphi_i - \varphi_{i\text{д}}$; $\theta_{i2} = \varphi_i - \pi + \varphi_{i\text{д}}$.

Таким образом, получены аналитические зависимости между абсолютными (α, β, γ) и обобщенными (θ_1—θ_3) координатами, т. е. решена задача о положениях сферического манипулятора.

Частные случаи структурной схемы манипулятора. При $\psi = 90°$ ($\varphi_{i\text{д}} = 0$) механизм вырождается, приобретая новую степень свободы, т. е. перемещение вдоль оси *z*. Данный частный случай подробно рассмотрен в работе [8]. Очевидно, что данному манипулятору необходимо дополнительное фиксирование по оси *z*. Это можно обеспечить с помощью специальных штанг со сферическим шарниром.

На рис. 6 представлены две твердотельные модели данного манипулятора, при котором точка *O* поворота располагается между основанием и выходным звеном. Недостаток данного варианта заключается в необходимости дополнительной фиксации точки *F* по оси *z*, что сложно реализовать и уменьшает применение данного механизма. Однако данный механизм прост относительно исходного сферического манипулятора, так как отсутствует наклон плоскости центральных звеньев, что существенно упрощает уравнения связи.

Некоторые варианты сферического манипулятора обеспечивают $\alpha = \beta = 180°$, т. е. рабочая зона механизма представляет собой сферу радиусом *h*. Однако для точности позиционирования требуется обеспечение высокой точности вращательных пар.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ганиев Р. Ф., Глазунов В. А.** Манипуляционные механизмы параллельной структуры и их приложения в современной технике // Доклады АН. 2014. № 4. С. 1—4.

2. **Глазунов В. А., Колискор А. Ш., Крайнев А. Ф.** Пространственные механизмы параллельной структуры. М.: Наука, 1991. 95 с.

3. **Захаров М. Н.** Прочностная надежность оборудования. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. 123 с.

4. **Хирургические** роботы, возможности использования манипуляторов последовательной и параллельной структуры / Н. Р. Габутдинов, В. А. Глазунов, А. В. Духов и др. // Медицина и высокие технологии. 2015. № 1. С. 45—50.

5. **Синтез** механизмов параллельной структуры для ориентации антенны космического телескопа / Ю. Н. Артеменко, В. А. Глазунов, Э. Е. Сильвестров и др. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2012. № 4. С. 3—9.

6. **Kong X., Gosselin C. M.** Type Synthesis of Three-Degree-of-Freedom Spherical Parallel Manipulators // International Journal of Robotics Research. 2004. V. 23. № 3. P. 237—245.

7. **Хейло С. В.** Решение задачи кинематики сферического манипулятора параллельной структуры // Машиностроение и инженерное образование. 2010. № 4. С. 29—33.

8. **Манипулятор** параллельной структуры с вращательными степенями свободы для возможного применения в медицинской робототехнике / П. А. Ларюшкин, В. А. Глазунов, К. Г. Эрастова, Ю. М. Соломенцев // Науч.-практ. конф. "Роботические технологии в медицине", 2016. С. 110—116.

Ve0417.fm Page 37 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 658.52.011.56

Ю. П. СЕРДОБИНЦЕВ, д-р техн. наук, А. В. ДРОБОТОВ, канд. техн. наук, Н. В. ГАВРИЛИНА, канд. экон. наук, А. Р. АВДЕЕВ, А. А. ШВЕЦ, И. А. ГУЩИН (Волгоградский ГТУ), e-mail: alexey.drobotov@gmail.com

Методика выбора 3D-принтера на основании технико-экономических показателей

Предложена методика, позволяющая на основании широкого спектра экспертной и количественной информации о параметрах 3D-принтеров выбрать принтер, наиболее подходящий для пользователя.

Ключевые слова: аддитивные технологии, 3D-принтер, кластерный анализ, дендрограмма, технико-экономические показатели, методика выбора.

The methodic, which allows basing on wide spectrum of expert and quantitative information about parameters of 3D-printers to select the printer, the most relevant for a user, is suggested.

Keywords: additive technologies, 3D-printer, cluster analysis, dendrogram, technical and economic performance, selection methodic.

Технологии объемной печати перестали быть просто средством прототипирования [1]: все больше промышленных предприятий переходят с традиционных технологий на аддитивные технологии. При этом основной проблемой становится выбор необходимого оборудования, точно удовлетворяющего потребностям производства. Однако представленное на рынке многообразие моделей 3D-принтеров разных стоимостей и характеристик усложняет выбор наиболее подходящего устройства ввиду отсутствия методики подбора. Поэтому предприятия часто приобретают дорогостоящее оборудование, которое имеет избыточные функции или вообще не подходит для решения необходимых задач.

Цель данного исследования — разработка комплексного подхода (методики), ориентированного на обработку широкого набора экспертной и количественной информации о параметрах 3D-принтеров [2] и выбора наиболее подходящего устройства для нужд предприятия. Как правило, при выборе 3D-принтера известны материал, размеры и точность создаваемого изделия. Исходя из таких данных, предлагается методика выбора 3D-принтера, состоящая из двух этапов. На первом этапе из известных устройств по техническим признакам F_i определяют выборку N^p наиболее подходящих устройств, удовлетворяющих критериям отбора в техническом плане. На втором этапе для каждого устройства N_j из выборки N^p устанавливают критерий Q технико-экономической эффективности с учетом вектора p^e технико-экономических приоритетов каждого технико-экономического фактора E.

При определении выборки N^p подходящих 3D-принтеров целесообразно использовать кластерный анализ, предполагающий систематизацию и классификацию устройств N_j по техническим признакам F_i [3, 4]. Для этого выделяют группу технических признаков F_i, задают выборку устройств N для анализа и составляют матрицу образов, характеризующую наличие/отсутствие каждого признака F_i у каждого устройства N_j. На основании матрицы строят иерархическую систематику (дендрограмму) методом k-медианы (k-medians) [5], которая показывает степень сходства устройств между собой и позволяет выбрать кластер устройств, наиболее подходящий по техническим признакам.

Исследователь может самостоятельно определить интересующие его технические признаки F_i и исходную выборку N 3D-принтеров для анализа. Авторы как пример использования предлагаемой методики подбора 3D-принтера сформировали репрезентативную выборку N устройств (табл. 1) из наиболее распространенных моделей [6, 7] и выделили следующие технические признаки F_i для анализа и их возможные значения F_i^k:

F_1 — признак рабочего материала (материала, из которого изготовляют изделия): твердый полимер (F_1^1), металл (F_1^2), жидкий полимер (F_1^3), гипс (F_1^4);

F_2 — признак объема рабочего пространства (максимальный объем детали), см^3: до 3000 (F_2^1), от 3000 до 10 000 (F_2^2), от 10 000 до 30 000 (F_2^3), свыше 30 000 (F_2^4);

F_3 — признак точности получаемого изделия (соответствие размеров), мкм: >0,1 (F_3^1), от 0,05 до 0,1 (F_3^2), <0,05 (F_3^3);

F_4 — признак толщины слоя (ступенчатость поверхности), мкм: <20 (F_4^1), от 21 до 89 (F_4^2), >90 (F_4^3).

На основании характеристик 3D-принтеров по репрезентативной выборке N устройств составлена матрица образов (табл. 2), в которой цифрой 1 обозначено наличие признака, цифрой 0 — его отсутствие.

Распределение принтеров по кластерам и выделение структурных связей между элементами N_j исходной выборки N проведено методом k-медианы [3], на основании которого построена иерархическая систематика — дендрограмма (рисунок): ось абсцисс — устройства N_j исходной выборки N прин-

Ve0417.fm Page 38 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

Таблица 1

Характеристики 3D-принтеров из репрезентативной выборки *N*

Устройство	3D-принтер	Технология печати	Материал	V, см^3	P, см^3/ч	A, мкм	T, мкм	C, тыс. руб.
N_1	Prusa i3	FDM	Полимер	10 500	24	12	100	44,5
N_2	Ultimaker 2+			10 195	86,4	12,5	20	115
N_3	MakerBot Replicator			7522,2	24	11	100	160
N_4	Wanhao Duplicator 5S mini			10 942	69,4	10	20	60
N_5	Zortrax M200			7200	24	1,5	90	128
N_6	Leapfrog Creatr Xeed			20 790	18	12	50	705
N_7	FSL3D Pegasus Touch	SLA/DLP	Фото-полимер	6431	0,15	3	25	213
N_8	FormLab Form 2			3679	0,025	3	25	420
N_9	EnvisionTEC Perfactory 4			473	0,02	3	15	6639
N_{10}	3D Systems ProJet 4500	CJP	Гипс	10 467	0,007	25	100	6751,5
N_{11}	3D systems SPro 230 Base	SLS	Полимер	226 875	90	100	80	1600
N_{12}	ConceptLaser X line 2000R		Металл	160 000	100	100	3	64 000
N_{13}	ARCAM A2			14 000	80	200	130	64 000
N_{14}	3D Systems PROX 300			18 750	20	100	16	64 000
N_{15}	EOS P396		Полимер	69 360	90	90	60	32 000

Таблица 2

Матрица образов 3D-принтеров

Признак	Значение признака	N_1	N_2	N_3	N_4	N_5	N_6	N_7	N_8	N_9	N_{10}	N_{11}	N_{12}	N_{13}	N_{14}	N_{15}
F_1 — рабочий материал	F_1^1 — твердый полимер	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	1
	F_1^2 — металл	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0
	F_1^3 — фотополимер	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0
	F_1^4 — гипс	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
F_2 — объем рабочего пространства, см^3	F_2^1 < 10 000	0	0	1	0	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0
	F_2^2 от 10 001 до 80 000	1	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	1	1	0
	F_2^3 от 80 001 до 150 000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
	F_2^4 > 150 000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0
F_3 — точность позиционирования, мкм	F_3^1 < 10	0	0	0	1	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0
	F_3^2 от 11 до 99	1	1	1	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	1
	F_3^3 > 100	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	0
F_4 — толщина слоя, мкм	F_4^1 < 20	0	1	0	1	0	0	0	0	1	0	0	1	0	1	0
	F_4^2 от 21 до 89	0	0	0	0	0	1	1	1	0	0	1	0	0	0	1
	F_4^3 > 90	1	0	1	0	1	0	0	0	0	1	0	0	1	0	0

теров; ось ординат — коэффициенты Δ сходства принтеров. Дендрограмма образует семь уровней сходства, на каждом из которых происходит объединение кластеров в новые.

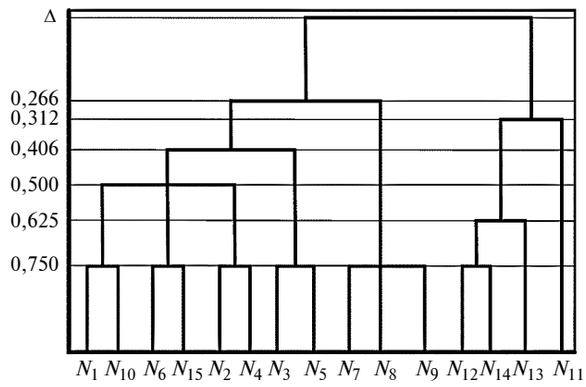
Анализ полученных результатов показал, что при коэффициенте сходства Δ > 0,312 некоторые кластеры принтеров распадаются на отдельные элементы, не образуя новые кластеры. Кластеры принтеров представлены в табл. 3. Для получения

Таблица 3

Кластеры 3D-принтеров

Кластер	Устройства N_j, входящие в кластер
H_1	N_1, N_2, N_3, N_4, N_5, N_6, N_{10}, N_{15}
H_2	N_7, N_8, N_9
H_3	N_{11}, N_{12}, N_{13}, N_{14}

Ve0417.fm Page 39 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM



Иерархическое отображение классификации 3D-принтеров — дендрограмма сходства

более "узких" кластеров (с большим сходством устройств) можно задать больший коэффициент сходства, например $\Delta = 0{,}5$, тогда образуется семь кластеров устройств, что сократит число принтеров, анализируемых на втором этапе.

После деления 3D-принтеров на кластеры выбирают кластер устройств, наиболее подходящих для выполнения поставленной задачи. Выбор определяется параметрами изготовляемых на производстве изделий. Для этого исследователь задает желаемые значения каждого признака F_i^k из пространства F с помощью вектора p^t технических приоритетов. Например, если изделия можно изготовить из твердого или жидкого полимера, то вектор $p_1' = [p_1', ..., p_1^k]$ технических приоритетов для признака F_1 будет: $p_1^t = [1; 0; 1; 0]$. Для признаков рабочего объема F_2, точности F_3 и толщины F_4 слоя для примера выберем значения: F_2^3 (от 80 001 до 150 000 см^3), F_3^2 (от 11 до 99 мкм) и F_4^2 (от 21 до 99 мкм) (см. табл. 2, выделено). Тогда векторы приоритетов будут соответственно: $p_2^t = [0; 0; 1; 0]$, $p_3^t = [0; 1; 0]$ и $p_4^t = [0; 1; 0]$.

Далее каждое значение $[F_i^k, N_j]$ из матрицы образов 3D-принтеров (см. табл. 2) умножается на приоритет p_i^k вектора приоритетов и проводится логическое сложение (операция "ИЛИ") по каждому признаку F_i для каждого устройства N_j из выборки N. Получаем табл. 4 соответствия устройств приоритетным направлениям, из которой видно, что каждое устройство отвечает предъявляемым требованиям.

Таким образом, по техническим признакам 3D-принтеров больше всего подходит кластер H_1 с наибольшим средним коэффициентом $\Sigma F/n = 2{,}00$, поэтому наиболее подходящие устройства N^p выбираем из этого кластера: $N^p = H_1 = \{N_1, N_2, N_3, N_4, N_5, N_6, N_{10}, N_{15}\}$. Такой подход позволяет обратить внимание на технически близкие устройства, которые на первый взгляд кажутся не подходящими и не попадают в поле зрения исследователя, выбирающего 3D-принтер.

На втором этапе необходимо сравнить технико-экономические показатели 3D-принтеров из выборки N^p наиболее подходящих устройств. Для объективного сравнения предлагается ввести оценку технологичности $E^{\text{т}} = (V + P + A + T)/4$ 3D-принтера, представляющую собой среднее значение оценок объема V рабочего пространства принтера, производительности P печати, точности A позиционирования и толщины T слоя. Для наглядности сравниваемые величины рационально представлять в логарифмическом виде [8] (В формулах индекс "j" относится к конкретному принтеру из выборки).

Для оценки максимального рабочего пространства принтера предложено выражение: $V = \log(V_j/100)$, где V_j — объем рабочего пространства, см^3.

Для оценки производительности печати использовали зависимость: $P = \log(2 + P_j)$, где P_j — производительность печати, см^3/ч.

Для оценки точности позиционирования принята формула $A = \log A_j$, где A_j — точность позиционирования, мкм.

Толщину слоя оценивали по формуле $T = \log T_j$, где T_j — толщина слоя, мкм.

Таблица 4

Соответствие 3D-принтеров приоритетным направлениям

Признак	Кластер														
	H_1								H_2			H_3			
	N_1	N_2	N_3	N_4	N_5	N_6	N_{10}	N_{15}	N_7	N_8	N_9	N_{11}	N_{12}	N_{13}	N_{14}
F_1	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	0	0	0
F_2	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
F_3	1	1	1	0	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0
F_4	0	0	0	0	0	1	0	1	1	1	0	1	0	0	0
ΣF	2	2	2	1	1	3	1	4	2	2	1	2	0	0	0
$\Sigma F/n$	2,00								1,67			0,50			

Ve0417.fm Page 40 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

Таблица 5

Оценки показателей качества 3D-принтеров

Устройство	3D-принтер	Технологические показатели				Технико-экономические показатели			Критерий Q
		V	P	A	T	$E^{\text{т}}$	E^{mc}	E^{pc}	
N_1	Prusa i3	2,02	1,41	1,08	2,00	1,63	0,30	0,61	1,06
N_2	Ultimaker 2+	2,01	1,95	1,10	1,30	1,59	0,30	0,49	1,00
N_3	MakerBot Replicator	1,88	1,41	1,04	2,00	1,58	0,30	0,45	0,99
N_4	Wanhao Duplicator 5S mini	2,04	1,85	1,00	1,30	1,55	0,30	0,56	1,00
N_5	Zortrax M200	1,86	1,41	0,18	1,95	1,35	0,30	0,47	0,88
N_6	Leapfrog Creatr Xeed	2,32	1,30	1,08	1,70	1,60	0,30	0,35	0,97
N_{10}	3D Systems ProJet 4500	2,02	0,30	1,40	2,00	1,43	0,27	0,26	0,85
N_{15}	EOS P396	2,84	1,96	1,95	1,78	2,13	0,24	0,22	1,18

Тогда для оценки технологичности получим выражение

$$E^{\text{т}} = (\log V_j + \log(2 + P_j) + \log A_j + \log T_j)/4.$$

Рассчитанные оценки параметров 3D-принтеров из выборки наиболее подходящих устройств N^p и общая оценка технологичности $E^{\text{т}}$ приведены в табл. 5.

Кроме сравнения 3D-принтеров по технологическим показателям, для полноценного анализа необходимо рассчитать критерий Q технико-экономической эффективности, зависящий от стоимости C_p устройства, стоимости C_m расходных материалов (табл. 6) и оценки $E^{\text{т}}$ технологичности, который учитывает коэффициенты значимости каждого компонента по вектору приоритетов $p^e = [p_E^{pc}, p_E^{mc}, p_E^{\text{т}}]$:

$$Q = p_E^{pc} E^{pc} + p_E^{mc} E^{mc} + p_E^{\text{т}} E^{\text{т}},$$

где p_E^{pc} — коэффициент значимости стоимости устройства; p_E^{mc} — коэффициент значимости стоимости расходных материалов; $p_E^{\text{т}}$ — коэффициент значимости технологичности устройства; $E^{pc} = 1/\log C_p$ — оценка стоимости устройства; $E^{mc} = 1/\log C_m$ — оценка стоимости расходных материалов.

Рассчитанные оценки экономических факторов (E^{pc} и E^{mc}) для выборки N^p приведены в табл. 5.

Вектор p^e технико-экономических приоритетов исследователь должен выбрать самостоятельно исходя из значимости каждого показателя для конкретного производства. Сумма коэффициентов вектора $p^e = (p_E^{pc}, p_E^{mc}, p_E^{\text{т}})$ должна быть равна единице. Для примера авторы выбрали вектор $p^e = [0{,}3; 0{,}2; 0{,}5]$, на основании которого определили критерий Q технико-экономической эффективности (см. табл. 5).

Таблица 6

Расходные материалы для 3D-печати

Технология печати	Материал	Форма материала	Средняя стоимость материала C_m, руб./кг
FDM	Полимер	Пруток	2000
SLA/DLP	Фотополимер	Жидкость	5000
CJP	Гипс	Порошок	5000
SLS	Металл/полимер	Порошок	16000

Большее значение критерия Q соответствует устройству, наиболее подходящему по заданным техническим p^t и технико-экономическим p^e приоритетам. В нашем примере более подходящим по приоритетам оказался принтер EOS P396, который также больше подходит и по техническим признакам (см. табл. 4). С другой стороны, бюджетные устройства (например, Prusa i3, Ultimaker 2+, Wanhao Duplicator 5S mini) имеют достаточно высокие характеристики, позволяющие решить значительную часть производственных задач.

Для автоматизации расчетов по предложенной методике разрабатывается собственное программное обеспечение, которое позволяет: задавать/корректировать характеристики известных 3D-принтеров (которые взяты из официальных данных производителей, но реально могут отличаться от них); проводить кластерный анализ; определять наиболее подходящие устройства; проводить их технико-экономический анализ с учетом соответствующих приоритетов, определяя тем самым наиболее подходящий 3D-принтер.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Wohlers** Report 2016 — 3D Printing and Additive Manufacturing State of the Industry // Annual Worldwide Progress Report. URL: http: // wohlersassociates.com/state-of-the-industry-reports.html.

2. **Авдеев А. Р., Дроботов А. В., Швец А. А.** Сравнительный анализ устройств для объемной печати. Сер. Прогрессивные технологии в машиностроении // Известия ВолгГТУ. 2015. № 1 (156). С. 76—79.

3. **Черняева Н. В., Терелянский П. В.** Методика выявления и отбора перспективных технических решений на основе кластерного анализа // Известия ВолгГТУ.

Ve0417.fm Page 41 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 621.983:539.374

С. Н. ЛАРИН, д-р техн. наук, В. И. ПЛАТОНОВ, А. В. БЕССМЕРТНЫЙ, кандидаты технических наук
(Тульский ГУ), e-mail: mpf-tula@rambler.ru

Оценка возможностей пневмоформовки материалов, подчиняющихся кинетической теории кратковременной ползучести[1]

Получены уравнения для оценки силовых режимов обработки и повреждаемости заготовки, устанавливающие влияние анизотропии механических свойств исходного материала и размеров заготовки на ее напряженно-деформированное состояние, кинематику течения материала и предельные возможности изотермической пневмоформовки при кратковременной ползучести. Полученные математическую модель и результаты теоретических исследований можно использовать при разработке технологии ротационной вытяжки.

Ключевые слова: формоизменение, мембрана, деформация, повреждаемость, цилиндрические каналы.

The equations for assessment of force machining modes and billet damageability, determining influence of mechanical properties anisotropy of initial material and billet dimensions on its stressed-deformed state, kinematics of material flow and limiting capabilities of isothermal pneumoforming at short-time creeping are obtained. The obtained mathematical model and theoretical research results can be used at development of rotary drawing technology.

Keywords: form alteration, membrane, deformation, damageability, cylindrical conduit.

Многослойные листовые конструкции из цветных сплавов и сталей весьма перспективны для изготовления силовых корпусных изделий с высокой удельной прочностью. Применение таких конструкций снижает массу изделий, уменьшает трудоемкость их изготовления и заметно повышает надежность. Технология основана на формообразовании предварительно спаянных или диффузионно сваренных в среде инертного газа или вакууме листов в изотермических условиях при кратковременной ползучести. К сожалению, в настоящее время процессы пневмоформовки трехслойных листовых конструкций изучены недостаточно.

Кратковременную ползучесть можно охарактеризовать как деформацию при малых скоростях, в процессе которой реализуется вязкое или вязкопластическое течение [1—3]. Если эквивалентное напряжение σ_e будет меньше напряжения σ_{e0}, при котором эквивалентная скорость $\xi_{e0} = 0{,}02$ 1/с деформации и эквивалентная остаточная деформация $\varepsilon_{e0} = 0{,}2$ %, то деформация проходит в условиях вязкого течения материала.

Уравнения состояния, описывающие поведение материала детали в условиях ползучести и повреждаемости, имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} \xi_e^c &= B\left(\frac{\sigma_e}{\sigma_{e0}}\right)^n \frac{1}{(1-\omega_e^c)^m}; \\ \dot{\omega}_e^c &= \xi_e^c/\varepsilon_{e\,\text{пр}}^c. \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

Уравнения состояния, при котором реализуется вязкопластическое течение металла ($\sigma_e > \sigma_{e0}$), имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_e &= \sigma_{e0}\left(\frac{\varepsilon_e^{cp}}{\varepsilon_{e0}^{cp}}\right)^d \left(\frac{\xi_e^{cp}}{\xi_{e0}}\right)^k (1-\omega_e^{cp})^r; \\ \dot{\omega}_e^{cp} &= \xi_e^{cp}/\varepsilon_{e\,\text{пр}}^{cp}. \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

[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 № 16-08-00020.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 37)

Сер. Актуальные проблемы реформирования российской экономики (теория, практика, перспективы). 2011. № 7. С. 238—245.

4. **Андрейчиков А. В., Андрейчикова О. Н.** Компьютерная поддержка изобретательства (методы, системы, примеры применения). М.: Машиностроение, 1998. 476 с.

5. **Hastie T., Tibshirani R., Friedman J.** The Elements of Statistical Learning: Data Mining, Inference, and Prediction. 2nd ed. Springer-Verlag, 2009. 746 p.

6. **All3DP** — 10 Best Resin (DLP/SLA) 3D Printers You Can Buy: https: //all3dp.com/best-sla-3d-printers/

7. **Compare** 3D Printers // Aniwaa Pte. Ltd. 2016. URL: http://www.aniwaa.com/3d-printers/compare-3d-printers/

8. **Дроботов А. В., Авдеев А. Р., Швец А. А.** Анализ способов повышения производительности устройств объемной печати для изготовления сборочных изделий // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2015. № 11. С. 3—6.

Ve0417.fm Page 42 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

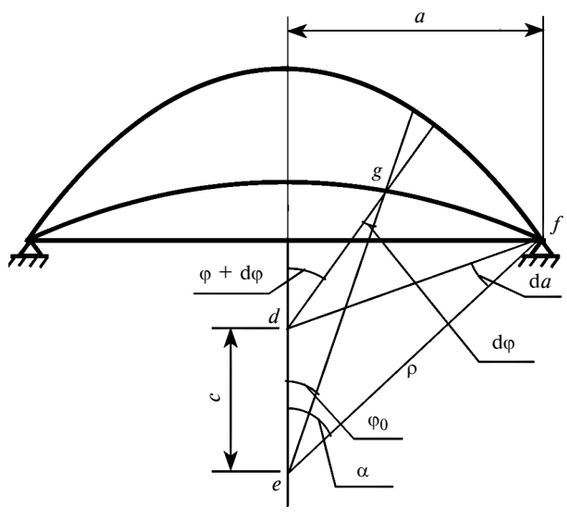


Рис. 1. Схема определения напряжений и деформаций при выпучивании срединной поверхности оболочки

Здесь B, m, k, d, r — константы материала, зависящие от температуры испытаний; $\varepsilon^c_{e\text{пр}}$ и $\varepsilon^{cp}_{e\text{пр}}$ — удельная работа разрушения и предельная эквивалентная деформация при вязком и вязкопластическом течениях материала; ε^{cp}_e и ε^c_e — эквивалентные деформации при вязкопластическом и вязком течениях материала; ω^{cp}_e и ω^c_e — повреждаемость материала при вязкопластической и вязкой деформациях по деформационной модели разрушения.

Далее рассмотрим деформирование оболочки из материала, который подчиняется кинетической теории ползучести и повреждаемости [см. уравнения (1)] (рис. 1).

Определив σ_e из первого уравнения (1) состояния и подставив его во второе уравнение, найдем повреждаемость

$$\dot{\omega}^c_e = \frac{k}{B}\xi^c_e = \frac{k}{B}C_1\left(\frac{1}{\sin\alpha} - \operatorname{ctg}\alpha\right)\dot{\alpha}, \qquad (3)$$

что справедливо при $\varphi = 0$.

Проинтегрировав уравнение (3) при начальных данных $t = 0$, $\omega^c_e = 0$, $\alpha = 0$, получим:

$$\omega^c_e = \frac{k}{B}C_1\ln\frac{1}{\cos^2\frac{\alpha}{2}}.$$

Продифференцировав уравнение (3), определим угол α_*, соответствующий периоду разрушения при $\omega^c_e = 1$:

$$\alpha_* = 2\arccos\left(e^{-\frac{B}{2kC_1}}\right). \qquad (4)$$

Давление p пневмоформовки определим с учетов выражения (3) по формуле

$$p^n dt = \frac{C_1\sigma^n_{e0}(1-\omega^c_A)^m h^n(\sin\alpha)^n\left(\frac{1}{\sin\alpha} - \operatorname{ctg}\alpha\right)d\alpha}{BD^n_1 a^n}, \qquad (5)$$

заменив в нем ω^c_A на ω^c_e.

Если $\xi_e = \xi_{e1}$, то после интегрирования уравнения (3) при граничных условиях $t = 0$, $\omega^c_e = 0$ получим:

$$\omega^c_e = \frac{k}{B}\xi^c_{e1}t.$$

Подставив полученное выражение повреждаемости ω^c_e в уравнение (5), получим формулу для оценки давления p пневмоформовки от величины микроповреждений $\omega^c_e(t)$.

С учетом того, что

$$\xi_{e1}t = C_1\ln\frac{1}{\cos^2\frac{\alpha}{2}},$$

определим угол

$$\alpha = 2\arccos e^{-\frac{\xi_e t}{2C_1}}. \qquad (6)$$

Подставив полученное по формуле (6) значение угла в уравнение (5), установим зависимость давления, обеспечивающего условие деформирования $\xi^c_e = \xi^c_{e1} = \text{const}$, от времени.

Рассмотрим вариант, при котором $p = \text{const}$. Угол α_* в момент разрушения определим по формуле (4), а повреждаемость ω^c_e — по уравнению (3). Тогда безразмерное время разрушения можно выразить формулой

$$\bar{t}_* = \int_0^{\alpha_*}(1-\omega^c_A)^m(\sin\alpha)^n\left(\frac{1}{\sin\alpha} - \operatorname{ctg}\alpha\right)\cos^{2n}\frac{\alpha}{2}d\alpha,$$

заменив в ней ω^c_A на ω^c_e.

Допустим, что формирование купола задается перемещением его вершины от времени. Тогда первое уравнение системы (2) состояния при угле $\varphi = 0$ (см. рис. 1) можно преобразовать к виду

$$p(t) = A\Phi(t)(1-\omega^c_A)^{m/n}. \qquad (7)$$

Для оценки накопленной повреждаемости используем уравнение

$$\omega^c_e = \frac{k}{B}C_1\ln\frac{1}{\cos^2\frac{\alpha}{2}} = \frac{k}{B}C_1\ln\left(1 + \frac{b^2}{a^2}t^{2f}\right). \qquad (8)$$

Ve0417.fm Page 43 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

Приняв $\omega_A^c = \omega_e^c$ и подставив выражение (6) в уравнение (7), определим давление пневмоформовки в функции времени.

Если направление длинных сторон вырезанной заготовки совпадает с осью y анизотропии, то $\xi_y = 0$, $\sigma_y = R_y\sigma_x/(1 + R_y)$, где $\sigma_x = \sigma_\varphi = p\rho/h$ при условии несжимаемости $\xi_z = -\xi_\varphi$.

Эквивалентное напряжение определим по формуле

$$\sigma_e = D_2\sigma_\varphi = D_2\frac{p\rho}{h},$$

где $D_2 = \frac{1}{1 + R_y}\sqrt{\frac{3R_y(R_x + (1 + R_y)^2 + R_yR_x)}{2(R_x + R_yR_x + 1)}}$,

а эквивалентную скорость деформации по формуле

$$\xi_e = C_2\xi_\varphi = C_2\left(\frac{\sin\varphi}{\varphi\sin\alpha} - \operatorname{ctg}\alpha\right)\dot{\alpha},$$

где

$$C_2 = \frac{\sqrt{2(R_x + R_xR_y + R_y)}[R_x^3 + R_x^3R_y + R_x^2(1 + R_y)^2]^{1/2}}{\sqrt{3}R_xR_y^{1/2}(R_x + R_y + 1)}.$$

Отметим, что $C_1D_1 = C_2D_2 = 1$.

Уравнения (7) и (8), полученные для анализа изотермического свободного деформирования узкой прямоугольной листовой заготовки, учитывают: влияния размеров заготовки и анизотропии механических свойств материала заготовки на напряжения и деформации; закон нагружения; размеры изделия; кинетику течения металла и предельные возможности операции пневмоформования в изотермических условиях при кратковременной ползучести, связанные с накоплением микроповреждений и местной потерей устойчивости заготовки.

На рис. 2 приведены зависимости относительного давления газа $\bar{p} = p/\sigma_{e0}$ и половины угла α раствора дуги от времени t деформирования для титанового сплава ВТ6С. Анализ зависимостей показал, что при увеличении времени t деформирования до определенного предела плавно увеличиваются половина угла α и давление $\bar{p}$. Увеличение времени t до критической величины t_*, соответствующей моменту разрушения заготовки, приводит к резкому изменению угла α. Это связано с интенсивным накоплением микроповреждений на заключительной стадии процесса. Для сплава ВТ6С максимальное давление $\bar{p}$ при вязкопластическом течении материала на 20 % больше, чем при вязком течении.

Установим влияние параметров $a_\text{р}$ и $n_\text{р}$ закона нагружения на повреждаемость материала при формоизменении, которая связана с разрушением детали при достижении определенного уровня микроповреждений $\omega_e^c = \omega_e^{cp} = 1$ и местной потерей устойчивости заготовки.

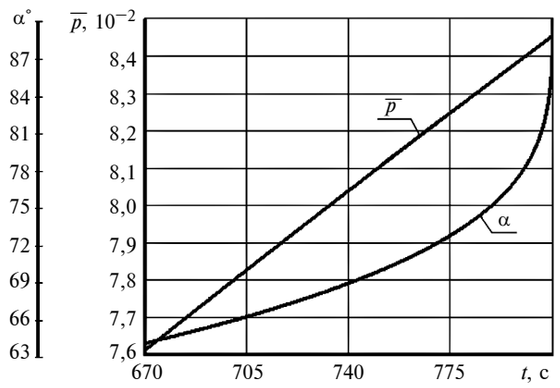


Рис. 2. Зависимости давления $\bar{p}$ и угла α от времени t для титанового сплава ВТ6С при $a_\text{р} = 0{,}04$ МПа/c и $n_\text{р} = 0{,}65$

При заданном законе нагружения наблюдается локализация деформации, которая с увеличением времени прекращается, по-видимому, в связи со скоростным упрочнением материала. Начальная локализация деформации визуализируется при времени деформации, составляющем ≈30 % от времени разрушения.

В дальнейших исследованиях повреждаемость оценивали в самом опасном участке мембраны по разработанным ранее феноменологическим критериям разрушения. Влияние анизотропии свойств материала заготовки на повреждаемость оценивали при изотермическом свободном деформировании узкой мембраны прямоугольной формы и формообразовании угловых элементов многослойных конструкций. Зависимости относительных величин давления $\bar{p}$ газа и угла α от времени t деформирования при постоянной эквивалентной скорости ξ_{e1} деформации для титанового сплава ВТ6С, поведение которого описывается кинетической теорией ползучести и повреждаемости для вязкого и вязкопластического течений, приведены соответственно на рис. 3, *а*, *б*.

Анализ этих зависимостей и расчетных данных показал, что в начальный период деформирования давление $\bar{p}$ и угол α увеличиваются. Увеличение или уменьшение этих параметров зависит от эквивалентной скорости ξ_{e1} деформации, снижение которой приводит к более плавному увеличению этих параметров и смещению максимального давления $\bar{p}$ в сторону большего времени t.

Результаты исследования влияния скорости ξ_e деформации на повреждаемость ω_A^{cp} и ω_e^{cp} для сплава ВТ6С, поведение которого характеризуется кинетической теорией ползучести и повреждаемости при температуре обработки 930 °С, приведены

на рис. 4. Видно, что значительная повреждаемость осуществляется в самом начале формообразования, и ее интенсивность зависит от эквивалентной скорости деформации. Снижение эквивалентной скорости ξ_e деформации ведет к стабильному увеличению повреждаемости и ее смещению в сторону большего времени *t*. Время *t* процесса увеличивается в среднем на 20 %.

Провели также экспериментальные исследования нагружения испытуемых заготовок на разных этапах при изменении времени *t* (или давления *p*) деформирования с последующим снижением и снятием нагрузки. После снятия нагрузки анализировали изменения высоты *H* и толщины *h* в вершине заготовки. Сопоставление геометрических параметров изготовляемых деталей, полученных теоретически и экспериментально, показало их удовлетворительное совпадение.

На основании результатов проведенных исследований разработали технологический процесс изготовления панелей радиаторов из титанового сплава (рис. 5):

на поверхность заготовки, не подлежащую сварке, наносят антидиффузионное покрытие;

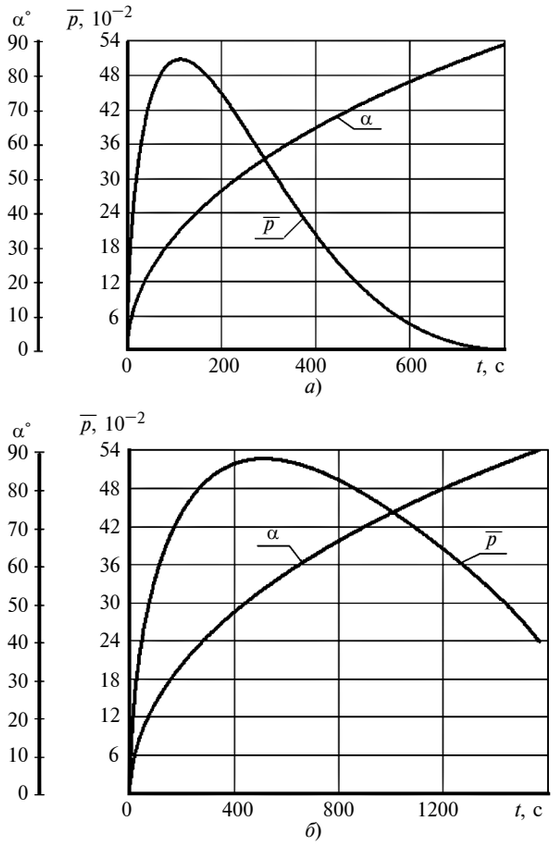


Рис. 3. Зависимости угла α и давления $\bar{p}$ от времени *t* для титанового сплава ВТ6С при $\xi_e = 0{,}5 \cdot 10^{-4}$ 1/с (*а*) и $\xi_e = 1 \cdot 10^{-3}$ 1/с (*б*)

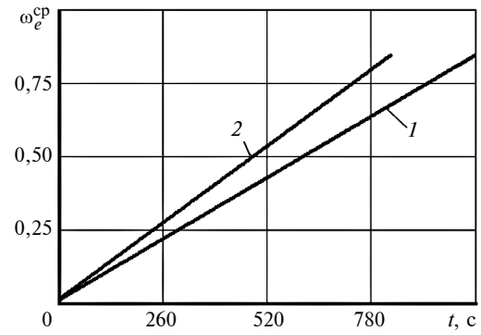


Рис. 4. Зависимости повреждаемости ω_e^{cp} от времени *t* для титанового сплава ВТ6С при $\xi_e = 0{,}9 \cdot 10^{-3}$ 1/с (*1*) и $\xi_e = 1 \cdot 10^{-3}$ 1/с (*2*)

Рис. 5. Панели радиаторов с полостями разной формы

в полостях штампа создают вакуум до остаточного давления 10^{-2} Па при нагревании до 900 °С;

осуществляют диффузионную сварку листов заготовки в местах их соединения под давлением до 3 МПа в течение 0,5 ч;

далее в зазоры между листами подают газ и осуществляют формообразование полостей за 0,5÷0,7 ч при конечном давлении газа до 3,5 МПа;

затем сбрасывают давление и охлаждают заготовки панелей.

Таким образом, полученную в работе математическую модель можно использовать при разработке технологии ротационной вытяжки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Теория** обработки металлов давлением: Учебник для вузов / В. А. Голенков, С. П. Яковлев, С. А. Головин и др. / Под ред. В. А. Голенкова, С. П. Яковлева. М.: Машиностроение, 2009. 442 с.

2. **Изотермическое** деформирование металлов / С. З. Фиглин, В. В. Бойцов, Ю. Г. Калпин, Ю. И. Каплин. М.: Машиностроение, 1978. 239 с.

3. **Изотермическая** пневмоформовка анизотропных высокопрочных листовых материалов / С. Н. Ларин, С. С. Яковлев, В. И. Трегубов, В. Д. Кухарь; Под ред. С. С. Яковлева. М.: Машиностроение, 2009. 352 с.

4. **Ковка** и штамповка: Справочник. В 4 т. Т. 4. Листовая штамповка / Под общ. ред. С. С. Яковлева; ред. совет: Е. И. Семенов (пред.) и др. М.: Машиностроение, 2010. 732 с.

5. **Богатов А. А.** Механические свойства и модели разрушения металлов. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2002. 329 с.

Ve0417.fm Page 45 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 681.2.083

А. А. СИЛАЕВ, канд. техн. наук, Д. В. ПОТЕХИН, М. П. ГОРШЕНЕВА, В. А. САНИНСКИЙ, д-р техн. наук
(Волжский ПИ — филиал ВолгГТУ), e-mail: aa_silaev@mail.ru

Фотометрический метод измерения геометрических параметров биений шеек валов

Рассматривается использование метода фотометрии на основе выделения контура объекта с помощью алгоритмов Кенни и Хафа для измерения биения шеек распределительных валов. Приведены описание установки и результаты исследования.

Ключевые слова: распределительный вал, эталонный объект, радиальное биение, метод фотометрии, алгоритмы Кенни и Хафа.

The application of photometry method on the base of object contour extraction using Kenny and Hough algorithms for measurements of runout of distributive shaft journals is considered. The description of the installation and research results are presented.

Keywords: distributive shaft, prototype object, radial runout, photometry method, Kenny and Hough algorithms.

Применение фотометрии в двигателестроении ускоряет подготовку производства и повышает качество изготовления и сборки, например, опор коленчатых и распределительных валов.

Для измерения и контроля пространственного расположения (биения) коренных шеек коленчатых и распределительных валов после их окончательной механической обработки используют, как правило, традиционные универсальные средства. Измерения можно выполнить также с помощью координатно-измерительных машин и фотометрических методов, т. е. не только автоматизировать измерения и контроль, но и сохранить информацию о геометрии деталей для последующей селективной, в частности индивидуальной, сборки многоопорного узла поддержки вала с применением компьютерных технологий.

В Волжском политехническом институте исследуют возможности метода фотометрии для измерения радиальных биений шеек распределительных валов. Для исследований вал *1* (рис. 1) закрепляли в центрах *2* токарного станка, на суппорте которого устанавливали эталонный объект *3* — плоскопараллельную концевую меру длины класса точности 0 (ГОСТ 9038—90), цифровой фотоаппарат *4* и компьютер *5* со специальным программным обеспечением. Сделали серию снимков каждой шейки с поворотом на 30° вокруг оси вала, которые передали на компьютер. Программа сформировала текстовый файл отчета, содержащий координаты пространственного положения шейки по оси ординат на каждом снимке, тарировочный коэффициент и общее биение шейки. Рассмотрим основные алгоритмы программы.

В первую очередь с помощью градиентных методов, метода вторых производных или метода Кенни выделили границы объекта [1]. После сравнительного анализа выбрали метод Кенни — многоступенчатый алгоритм обработки, позволяющий получить максимально точные границы объектов. Однако этот метод ресурсоемок. Затем выделили лишь интересующие контуры, используя алгоритм Хафа [2]. Получили массив линий, из которого выбрали лишь линию, принадлежащую границе объекта. Измерения проводили в три этапа.

На первом этапе, на исходном снимке (рис. 2) выделили эталонный объект (рис. 3). Определили границы эталона соответственно по алгоритмам Кенни (рис. 4) и Хафа (рис. 5) и тарировочный коэффициент, который использовали для перевода пикселей в микрометры.

На втором этапе, на исходном снимке (рис. 2) выделили область шейки вала (рис. 6), исключив области снимка, не представляющие интереса для измерения, что сокращает время его обработки.

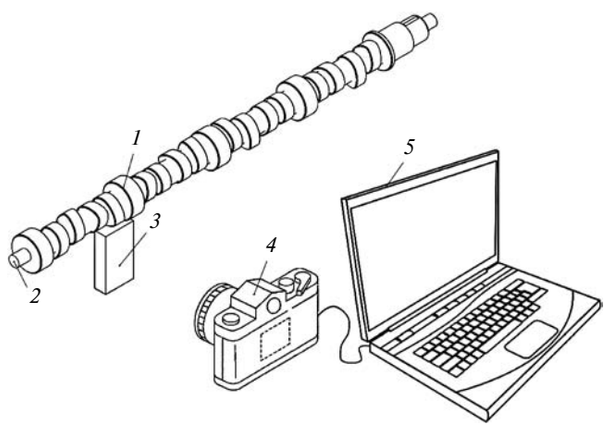


Рис. 1

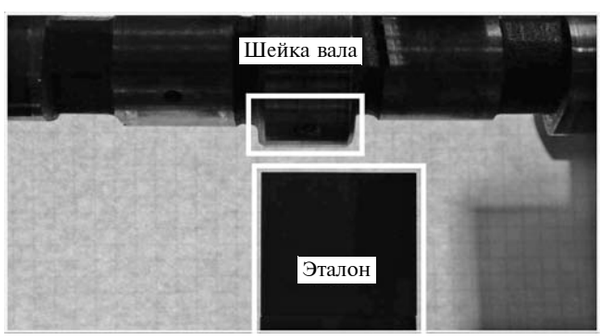


Рис. 2

Ve0417.fm Page 46 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

Рис. 3

Рис. 4

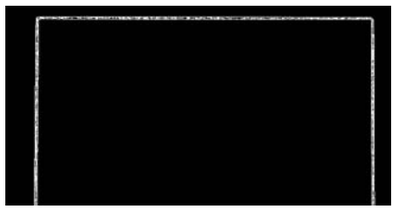


Рис. 5

Рис. 6

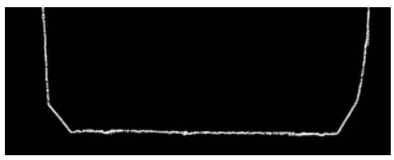


Рис. 7

Рис. 8

Обработали лишь один снимок, так как предполагается, что при вращении вала камера не меняет своего пространственного положения. Координаты выделенного участка этого снимка использовали для выделения участков на последующих снимках шейки.

Далее определили границы шейки на каждом выделенном участке по алгоритмам соответственно Кенни (рис. 7) и Хафа (рис. 8), координаты границ шеек по оси ординат, а также разность их максимальных и минимальных значений и получили величину биения в пикселях. Умножив полученное значение на тарировочный коэффициент, определили биение в миллиметрах.

По результатам исследования средний тарировочный коэффициент составил 25,94 мкм/пиксель, что соответствует степени точности 7 допуска радиального биения для валов диаметром 30÷50 мм [4]. Зная разрешение снимка (4752 × 3168 пикселей), рассчитали площадь фотографируемого участка:

$$S = \frac{WK_т}{1000} \times \frac{HK_т}{1000} = \frac{4752 \cdot 25{,}94}{1000} \times \frac{3168 \cdot 25{,}94}{1000} = 123{,}27 \cdot 82{,}18 \text{ мм}^2,$$

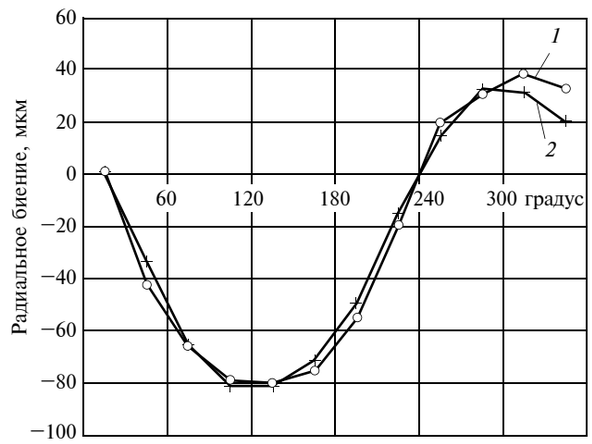


Рис. 9

где W — ширина снимка, пиксель; $K_т$ — тарировочный коэффициент, мкм/пиксель.; H — высота снимка, пиксель.

Для повышения точности метода, который позволяет измерять радиальное биение валов до степени точности 1, необходимо сфотографировать участок размерами 4,752 × 3,168 мм. Для этого можно использовать фотообъективы для макросъемки или другие средства с большим разрешением.

Результаты исследований показали, что метод фотометрии может быть использован для измерения радиального биения валов, однако ввиду неделимости пикселя как наименьшей элементарной единицы снимка, позволяет измерять биение только с ценой деления, равной тарировочному коэффициенту. Поэтому метод можно применять только для контроля радиального биения не выше степени точности 8. Отметим, что результаты измерения радиального биения шеек распределительных валов методом фотометрии (рис. 9, кривая *1*) достаточно хорошо совпадают с результатами измерения биения с помощью индикаторной головки 1 МИГ-0 (ГОСТ 9696—82) (кривая *2*).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Canny J.** A Computational Approach to Edge Detection // IEEE transactions on pattern analysis and machine intelligence. 1986. V. pami-8. N. 6. November.

2. **Дегтярева А., Вежневец В.** Преобразование Хафа // Компьютерная графика и мультимедиа. 2003. № 1 (2). URL: http://cgm.computergraphics.ru/content/view/36

3. **Болонкин А. В.** Преобразование растр-вектор изображений сосудов // Системы проектирования, технологической подготовки производства и управления этапами жизненного цикла промышленного продукта CAD/CAM/PDM. М.: ИПУ им. В. А. Трапезникова РАН, 2006. URL: http://lab18.ipu.ru/projects/conf2006/1/21.htm

4. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя / Под ред. И. Н. Жестковой. Т. 1. М.: Машиностроение, 2006. 928 с.

Ve0417.fm Page 47 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 622.24.053

З. Ю. АСЛАНОВ, Э. М. ЭФЕНДИЕВ, кандидаты технических наук (АГЭУ, г. Баку),
Р. К. ГАСАНЛИ, канд. техн. наук (АзТУ, г. Баку), e-mail: aslanov.zabit@mail.ru

Обеспечение качества трубы, зажатой в клиновом захвате

Рассматриваются факторы, влияющие на качество бурильной трубы при эксплуатации, определяемые требованиями стандартов ISO 9001—2008, а также конструктивные особенности зажимных губок, позволяющие снизить повреждаемость трубы в местах захвата зажимным механизмом.

Ключевые слова: труба, зажимное устройство, губки, насечка, деформация, качество.

The factors, influencing on quality of a drill pipe at service, determined by requirements of ISO 9001—2008 standards, and also structural features of clamping jaws, allowing to decrease tube damageability at clamp locations by clamping device are considered.

Keywords: tube, clamping device, jaws, knurl, deformation, quality.

Переход на рыночную экономику изменил подход к качеству выпускаемой продукции, для обеспечения конкурентоспособности которой потребовалось скорейшее внедрение на предприятиях машиностроения эффективной системы управления качеством, основанной на стандартах ISO серии 9000. Внедрение стандартов ISO 9001—2008 — это главным образом способ повышения конкурентоспособности экономики, упорядочения взаимоотношений на всех уровнях руководства промышленностью, создания условий для привлечения отечественных и иностранных инвестиций, повышения экономической безопасности страны и ее авторитета на мировом рынке. Главное, чтобы наличие современной сертифицированной системы управления предприятием стало одним из критериев оценки деятельности его руководства.

Система управления качеством, основанная на стандартах ISO 9001—2008, существенно отличается от действовавших длительное время систем управления качеством более надежным обеспечением качества продукции [1, 2]. В частности, в нефтепромысловой отрасли промышленно развитых стран наряду со стандартами ISO применяют стандарты Американского Нефтяного Института (API Q1), которые позволяют успешно сертифицировать продукцию, обеспечивая надежные позиции на мировых рынках.

Так как в Азербайджан часть нефтепромыслового оборудования поставляется зарубежными фирмами (BP, Amoco, Unocal, LUKoil, Exxon и др.), а часть изготовляется на отечественных предприятиях, необходимо обеспечить их полную совместимость в работе, что возможно только при соблюдении единой системы стандартов.

Авторы провели сравнительный анализ требований к качеству стандартов ISO и API Q1, с одной стороны, и требований существовавших систем качества на машиностроительных заводах г. Баку, с другой стороны. Анализировали выпуск фонтанной арматуры, колонных головок, оборудования обвязки скважин, штанг и др. Анализ показал, что в настоящее время качество, в частности, сварных швов фонтанной арматуры, проверяют выборочно — 20 % от партии. При этом практически осуществляется только визуальный контроль. В ГОСТах СССР не было требования проверки твердости зоны, прилегающей к сварному шву.

Международные стандарты на нефтепромысловое оборудование устанавливают более высокие требования по контролю, например, сплошной контроль изделий, работающих под давлением, в том числе контроль околошовной зоны. Предусмотрены четыре уровня контроля в зависимости от среды, давления и других факторов, а также девять видов контроля, в том числе рентгеноскопия, ультразвуковой, гамма-контроль и др. Изделия контролируются также после ремонта сварных швов, что не предусмотрено действовавшими ранее стандартами.

Потенциал системы качества на основе вышеуказанных стандартов раскрывается только в рыночных условиях. Именно тогда работают элементы "петли качества", начиная с маркетинга и проектирования и заканчивая техническим обслуживанием при эксплуатации и утилизацией [2, 3].

Применявшаяся ранее комплексная система управления качеством не уделяла должного внимания таким этапам жизненного цикла продукции, как маркетинг, материально-техническое снабжение, упаковка и хранение, утилизация после использования, которые четко проработаны в стандартах качества ISO и должны применяться на промышленных предприятиях Азербайджана. Помимо организационных мероприятий не менее важны технологические методы повышения качества и надежности машиностроительной продукции.

Например, в машиностроении широко применяют тонкостенные цилиндрические детали. Такие детали подвержены упругим и пластическим деформациям и к ним предъявляются повышенные требования. На детали действуют большие нагрузки в виде усилий зажимных устройств и осевых растягивающих сил.

При зажиме цилиндрических тонкостенных деталей в устройствах металлорежущих станков возникают упругие деформации, вызывающие погрешность формы детали. В нефтяной промышлен-

Ve0417.fm Page 48 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

ности при спуске и подъеме бурильной колонны, удерживаемой клиновыми захватами, на отдельных участках бурильной трубы напряжения превышают предел текучести, что приводит к пластическим деформациям. Поэтому исследования напряжений и деформаций цилиндрических тонкостенных деталей при зажиме в разных зажимных механизмах имеют большое практическое значение для повышения их качества.

В данной работе рассматриваются факторы, влияющие на качество цилиндрической тонкостенной детали в ходе эксплуатации на примере захвата труб при спуске и подъеме при бурении нефтяных скважин. Наиболее существенными факторами являются усилия, действующие на деталь при ее захвате зажимным механизмом. С развитием глубокого бурения и повышением нагрузок на клиновые захваты растут и требования, предъявляемые к их удерживающей способности, недостаточность которой при бурении скважин приводит к повреждению трубы в месте зажима, и, следовательно, преждевременному ее выходу из строя и возможности аварийной ситуации.

Анализ отбракованных труб показал, что причиной выхода ≈75 % стальных бурильных труб из строя является несовершенство клиновых захватов и, как следствие, превышение допустимых нагрузок на трубу.

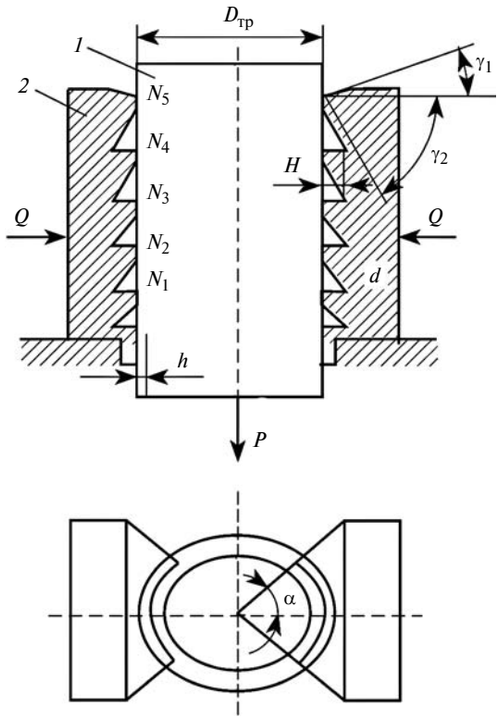


Рис. 1. Распределение нагрузки от осевого сдвигающего усилия по зубьям насечки зажимных губок:

1 — зажимаемая деталь; *2* — зажимная губка; N_1 — N_6 — номера зубьев; *h* — глубина внедрения зуба; *D* — диаметр трубы; *P* — осевое усилие; *Q* — усилие зажима; γ_1, γ_2 — углы профиля зуба

Наиболее ответственный элемент клиновых захватов — зажимные губки, на поверхности которых выполнены насечки. Зубья насечки могут иметь разный профиль. Для определения возможности повышения удерживающей способности зажимных механизмов с рифлеными поверхностями зажима исследовали напряженное состояние зажимаемой трубы, элементов конструкции зажимных губок, а также распределения нагрузки от сдвигающего усилия по зубьям насечки зажимных губок с внутренней цилиндрической поверхностью.

При зажиме детали губками с внутренней цилиндрической поверхностью, насечки на которой имеют угол наклона меньше допустимого, а сами насечки направлены в одну сторону, происходит винтовое движение зажатой цилиндрической детали вдоль оси. Проскальзывания детали в губках можно избежать, если насечки на противоположных губках будут разнонаправленными или губки будут иметь косую перекрещивающуюся насечку.

Исследовали распределения нагрузки от осевого сдвигающего усилия по зубьям насечки зажимных губок (рис. 1). При работе зажимных устройств осевая нагрузка по зубьям насечки распределяется неравномерно, что влияет на удерживающую способность зажимных механизмов. Для исследования распределения нагрузки использовали схему, предложенную Н. Е. Жуковским для исследования распределения нагрузки по зубьям нарезки. Схема применима и в случае захвата детали губками с насечками. Правильность выбранной расчетной схемы подтверждена экспериментами.

Рассмотрим распределение нагрузки по зубьям насечек с профилем прямым несимметричным, прямым перекрещивающимся, косым перекрещивающимся для губок с внутренней цилиндрической поверхностью. Распределения нагрузки по зубьям для зажимных губок разных конструкций с разными видами насечек приведены на рис. 2.

Получены следующие результаты.

1. По равномерности распределения нагрузки насечки располагаются в порядке, начиная с более равномерной: косая перекрещивающаяся; прямая перекрещивающаяся; прямая.

2. Нагрузка распределяется более равномерно по зубьям симметричного профиля ($\gamma_1 = \gamma_2$).

3. Нагрузка распределяется более равномерно при уменьшении угла профиля ($\gamma_1 + \gamma_2$) (притупление *d*) и при увеличении шага и угла наклона насечки.

4. Канавка между зубьями способствует более равномерному распределению нагрузки: чем больше глубина канавки, тем равномернее распределение нагрузки.

5. При увеличении площадей губки и детали равномерность распределения нагрузки по зубьям увеличивается.

Ve0417.fm Page 49 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

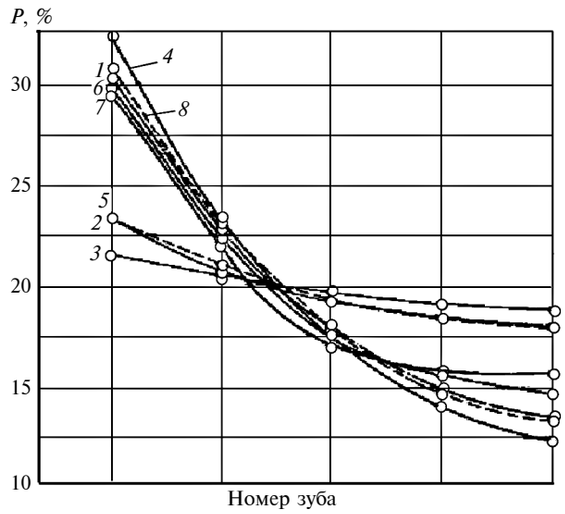


Рис. 2. Распределение нагрузки по зубьям для зажимных губок разных конструкций с насечками:

1 — прямой; *2* — прямой перекрещивающейся; *3* — косой перекрещивающейся; *4* — прямой несимметричной; *5* — прямой перекрещивающейся с канавкой на опорной плоскости; *6* — прямой с канавкой глубиной 4 мм между зубьями; *7* — прямой с канавкой глубиной 6 мм между зубьями; *8* — прямой с углом охвата 37,5°

Полученные результаты необходимо учитывать при расчете и конструировании губок клиновых захватов [4, 5].

На величину остаточных контактных деформаций влияет форма вершины зуба насечки, т. е. величина притупления, выбор которой зависит от прочностных характеристик материала зажимаемой детали. За основу расчета принят приближенный энергетический метод определения усилий, вызывающих пластическое течение металлов. Этот метод используется для случая внедрения в пластическую среду закругленного цилиндрического пуансона.

Рассмотрим внедрение зуба насечки в материал бурильной трубы ∅140 мм, зажатой в четырехклиновом захвате. Полное удельное усилие с учетом трения определим по формуле

$$q_\mu = q_0\sqrt{1+2\mu},$$

где $q_0 = 2{,}4|\tau|/\mu$; μ — коэффициент трения между зубом и зажимаемой деталью; $|\tau|$ — касательное напряжение на поверхности контакта.

Для стальных труб разной прочности определили зависимости глубины внедрения зуба насечки в материал трубы от радиуса закругления зуба при постоянном усилии, а также усилия, необходимые для вдавливания зуба насечки на глубину $h = 0{,}15$ мм при разных радиусах закругления зуба.

По результатам исследований вывели формулы для расчета распределения нагрузки в зависимости от осевого сдвигающего усилия для разных видов насечек с несимметричным зубом при зажиме бурильной трубы губками с внутренней цилиндрической поверхностью. Наиболее равномерное распределение нагрузки получено при косой перекрещивающейся насечке. Поперечная канавка между рядами зубьев способствует более равномерному распределению нагрузки. Распределение нагрузки по зубьям с симметричным профилем более равномерное, чем с несимметричным профилем.

Разработаны рекомендации по расчету допустимого угла наклона косой насечки при зажиме труб круглыми губками. При угле больше допустимого, чтобы избежать проскальзывания цилиндрической детали по винтовой линии под действием осевого усилия, насечки на противоположных зажимных губках должны быть разнонаправленными. Даны рекомендации по выбору формы зуба насечки в зависимости от материала зажимаемой детали.

Экспериментальные исследования показали, что при многократном зажиме происходит местное пластическое деформирование трубы в результате возникновения в пиковых точках детали напряжений сжатия, превышающих предел текучести материала.

Проведенные исследования позволили установить механизм образования утоненной шейки на бурильной трубе при многократном зажиме в клиновом захвате. Смятие происходят в результате постепенного местного пластического деформирования ее в разных точках по длине и окружности, в которых напряжения сжатия превышают предел текучести материала трубы.

На возникновение максимальных деформаций и напряжений влияют погрешности формы и размеров самой трубы. Более надежный захват бурильной колонны обеспечивают зажимные губки с косой перекрещивающейся насечкой. В месте захвата зубья насечки не оставили на трубе продольных и поперечных порезов и не деформировали материал трубы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Международный** стандарт ISO 9001—2008 // Reference number ISO 9001—2008 (E). 2008. 39 p.

2. **Efendiyev E., Allahverdiyev R.** ISO 9000 oils the wheels of petroleum engineering in Azerbaijan // ISO Management Systems. 2002. N. 3. P. 49—53. Geneve, Suisse.

3. **Асланов З. Ю., Эфендиев Э. М.** Опыт стратификации в управлении качеством машиностроительной продукции // Тр. междунар. конф. "Sciens, technology and life", 2014. С. 128—136. (Skleněný Můstek, Karlovy Vary, Czech Republic).

4. **Эфендиев Э. М., Лопатухин И. М.** Влияние смещения оси бурильной трубы на ее напряженное состояние при зажиме в клиновом захвате // Машины и нефтяное оборудование. 1980. № 12. С. 7—10.

5. **Асланов З. Ю.** Некоторые вопросы управления качеством машиностроительной продукции в Азербайджане // Доклады X-й Междунар. науч. конф. "Актуальные вопросы современной технологии" Липецк: Научное партнерство "Аргумент", 2013. С. 180—182.

Ve0417.fm Page 50 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

(под общей редакцией вице-президента ассоциации инженеров-трибологов России, д-ра техн. наук А. Ю. Албагачиева)

УДК 531.8:621.891

П. П. УСОВ, канд. техн. наук (МИЭТ, г. Зеленоград), e-mail: usovp@mail.ru

Влияние вязкоупругих свойств контактирующих тел со смазыванием на их контактное взаимодействие

Рассматривается контактное взаимодействие упругих тел с вязкоупругими покрытиями и смазочным материалом. В качестве модели вязкоупругих покрытий использовали одномерную модель Кельвина. Исследованы распределения давлений в смазочном слое и его толщина при переходе от малонагруженного контакта к значительной нагрузке.

Ключевые слова: контактное взаимодействие, смазочный материал, вязкоупругие свойства, модель Кельвина.

Considers the contact interaction of elastic bodies with viscoelastic coatings and lubricants. As a model viscoelastic coating used one-dimensional model of Kelvin. Investigated the distribution of pressure in the lubricating layer and its thickness at the transition from little loaded contact to a significant strain.

Keywords: contact interaction, lubricant, oil, viscoelastic properties, model Kelvin.

В настоящее время расчет смазываемых узлов трения основан на решении задач упругогидродинамической (УГД) теории смазывания, которая рассматривает течение тонкого слоя смазочного материала между поверхностями упругих тел. Однако механические свойства поверхностных слоев контактирующих тел отличаются от свойств основного материала и зависят от скорости относительных перемещений взаимодействующих тел. Кроме того, в последнее время наметилась тенденция использования в узлах трения различных композиционных материалов, обладающих реологическими свойствами. В связи с этим возникает необходимость исследования влияния несовершенной упругости контактирующих тел на характеристики разделяющего их смазочного слоя.

До настоящего времени опубликовано небольшое число работ, посвященных этому вопросу. В работах [1—3] в плоской постановке исследовалось влияние вязкоупругих свойств покрытий контактирующих упругих цилиндрических тел со смазочным материалом на показатели контактного взаимодействия. В качестве механической модели вязкоупругих покрытий использовали модель Максвелла. Установлено, что вязкие свойства покрытия оказывают существенное влияние на контактное взаимодействие. Полученные результаты существенно отличаются от результатов исследований контакта однородных упругих тел при малых скоростях их относительного движения. При увеличении скорости движения влияние вязких свойств покрытий ослабевает и становится несущественным.

В работе [4] рассмотрено движение тонкого слоя вязкого смазочного материала между жесткой поверхностью сферы и поверхностью вязкоупругого слоя, сцепленного с жестким основанием. В качестве механической модели вязкоупругого слоя использовали модель Кельвина. Исследовано влияние механических показателей вязкоупругого слоя на распределение давления в слое смазочного материала, его толщину и коэффициент трения. Показано отличие полученных результатов для вязкоупругого слоя от результатов УГД теории смазывания упругих тел.

В работе [5] рассмотрен смазываемый контакт жесткого цилиндра с регулярным рельефом и вязкоупругого слоя, движущегося относительно цилиндра с постоянной скоростью. Проанализирована зависимость толщины смазочного слоя, распределения давления в зоне контактного взаимодействия и силы трения от показателей вязкоупругих свойств поверхностного слоя и параметров рельефа.

В настоящей работе исследовались изменения толщины смазочного слоя и распределения давлений в нем при переходе от контакта жестких контактирующих тел к упругогидродинамическому контакту (УГДК), в котором основными в формировании смазочного слоя являются деформации тел. В качестве механической модели вязкоупругого слоя использовали одномерную модель Кельвина.

Ve0417.fm Page 51 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

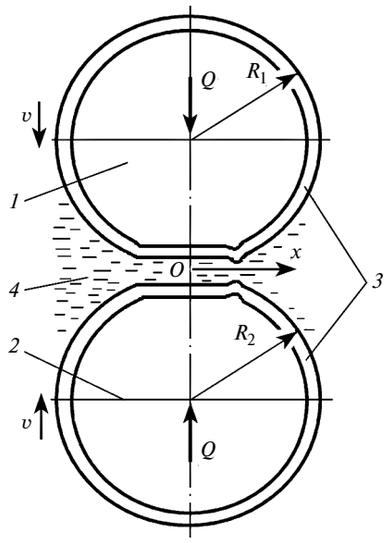


Рис. 1. Схема контакта двух упругих цилиндров с вязкоупругими покрытиями:
1, *2* — цилиндры; *3* — покрытия; *4* — смазочный материал

Исследовали влияние вязкоупругих свойств контактирующих тел на распределение давления в смазочном слое и его толщину.

Рассмотрим движение тонкого слоя смазочного материала между упругими цилиндрами, покрытыми тонкими слоями вязкоупругого материала (рис. 1). Полагаем, что имеет место качение со скоростью v, а размер контактной зоны мал по сравнению с радиусами цилиндров *1* и *2*.

Начало (точка O) системы координат находится на линии действия нагрузки, направление оси x совпадает с направлением движения контактирующих поверхностей, тогда толщина смазочного слоя определяется выражением

$$h = h_0 + \frac{x^2 - c^2}{2R} + (w_{E,1}(x) + w_{E,2}(x) - w_{E,1}(c) - w_{E,2}(c)) + (w_{V,1}(x) + w_{V,2}(x) - w_{V,1}(c) - w_{V,2}(c)). \quad (1)$$

Здесь $h_0 = h(c)$, где c — координата границы смазочного слоя; $R = R_1R_2/(R_1 + R_2)$ — приведенный радиус (R_1, R_2 — радиусы цилиндров); w_{Ei}, $i = 1, 2$ — радиальные перемещения поверхностей, обусловленные упругими деформациями цилиндров *1* и *2*; w_{Vi}, $i = 1, 2$ — радиальные перемещения поверхностей, обусловленные деформациями вязкоупругих покрытий цилиндров.

Перемещения поверхностей считаются положительными, если они направлены по внутренней нормали к поверхности.

Если толщина вязкоупругого покрытия мала по сравнению с размером контактной зоны (что предполагается), то при расчете перемещений поверхностей цилиндров, обусловленных упругими деформациями, можно пренебречь отличием механических свойств поверхностного слоя от механических свойств упругого цилиндра. Если, к тому же, размер контактной зоны мал по сравнению с радиусами цилиндров (что также предполагается), то для определения перемещений w_{Ei} можно использовать задачу теории упругости для полуплоскости. В итоге выражение для производной w_{Ei} примет вид:

$$\frac{\mathrm{d}w_{Ei}}{\mathrm{d}x} = -\frac{2(1-\nu_i^2)}{\pi E_i} \int_{-\infty}^{c} \frac{p(s)}{x-s}\,\mathrm{d}s, \quad (2)$$

где E_i и ν_i — модуль упругости и коэффициент Пуассона i-го цилиндра; p — давление со стороны слоя смазочного материала на поверхности цилиндров.

В качестве реологической модели вязкоупругих слоев принимаем одномерную модель Кельвина [4, 5], в которой уравнение перемещения w_{Vi} поверхности вязкоупругого слоя вследствие его деформаций в системе координат, в которой вязкоупругий слой покоится, имеет вид:

$$(1 + a)p + \lambda\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{E}{H_i}\left(w_{Vi} + \lambda\frac{\partial w_{Vi}}{\partial t}\right). \quad (3)$$

Здесь t — время; H_i — толщина i-го вязкоупругого слоя; $\lambda = t_s(1 + a)$; t_s и E — время релаксации и мгновенный модуль упругости вязкоупругого слоя; $E/(1 + a)$ — длительный модуль упругости, при $a = 0$ вязкоупругий слой ведет себя как упругий слой с мгновенным модулем упругости.

Перейдем от движущейся системы координат, в которой вязкоупругий слой покоится, к системе координат, в которой покоится контактная зона. Тогда с учетом того, что в стационарном режиме $\frac{\partial}{\partial t} = v\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}$, уравнение (3) будет иметь вид

$$(1 + a)p + \lambda v\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} = \frac{E}{H_i}\left(w_{Vi} + \lambda v\frac{\mathrm{d}w_{Vi}}{\mathrm{d}x}\right). \quad (4)$$

Давление в смазочном слое определим из уравнения Рейнольдса, которое для ньютоновской жидкости имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right) - v\frac{\partial(\rho h)}{\partial x} = 0, \quad (5)$$

где ρ и μ — плотность и вязкость смазочного материала.

Зависимость плотности смазочного материала от давления, как правило, имеет вид [6]:

$$\rho = \rho_0\left(1 + \frac{C_1 p}{1 + C_2 p}\right), \quad (6)$$

Ve0417.fm Page 52 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

где ρ_0 — плотность смазочного материала при нормальном атмосферном давлении; $C_1 = 0{,}6 \cdot 10^{-9}$ Па$^{-1}$, $C_1 = 1{,}7 \cdot 10^{-9}$ Па$^{-1}$ — константы [6].

Для учета зависимости вязкости смазочного материала от давления воспользуемся моделью Баруса [6]:

$$\mu = \mu_0 \exp(\alpha_0 p), \tag{7}$$

где μ_0 — вязкость смазочного материала при нормальном атмосферном давлении; α_0 — пъезокоэффициент вязкости.

Область, в которой уравнение (5) имеет смысл, ограничена началом смазочного слоя и границей, где он обрывается. В режиме обильного смазывания за начало принимают $x = -\infty$. Если функция $p(x)$ задана, то решая уравнение (4) относительно $w_{Vi}(x)$, получим:

$$w_{Vi}(x) = \frac{H_i}{E}\left[p + \frac{a}{\lambda v}\int\limits_{-\infty}^{x} \exp\left(-\frac{x-\xi}{\lambda v}\right) p(\xi)\mathrm{d}\xi\right]. \tag{8}$$

Из выражений (1), (2), (8) находим толщину смазочного слоя:

$$h = h_0 + \frac{x^2 - c^2}{2R} - \frac{4}{\pi E'}\int\limits_{-\infty}^{c} p(\xi)\ln\left|\frac{x-\xi}{c-\xi}\right|\mathrm{d}\xi + \\ + w(x) - w(c). \tag{9}$$

Здесь $w(x) = \frac{H}{E}\left[p + \frac{a}{\lambda v}\int\limits_{-\infty}^{x} \exp\left(-\frac{x-\xi}{\lambda v}\right) p(\xi)\mathrm{d}\xi\right]$, где $H = H_1 + H_2$; E' — приведенный модуль упругости: $\frac{2}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} = \frac{1}{E_1'} + \frac{1}{E_2'}$.

Функция $p(x)$ должна удовлетворять граничным условиям:

$$p(-\infty) = 0; \quad p(c) = 0; \quad \left.\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\right|_{x=c} = 0, \tag{10}$$

а также условию

$$\int\limits_{-\infty}^{c} p(x)\mathrm{d}x = Q, \tag{11}$$

представляющим собой условие равновесия сил.

Введем безразмерные переменные: $\bar{p} = \frac{p}{p_g}$, $\bar{x} = \frac{x}{b}$, $\bar{h} = \frac{2Rh}{b^2}$, $\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}$, $\bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_0}$, где b — половина ширины контакта при сухом контакте упругих цилиндров с приведенными радиусом R и модулем упругости E'; p_g — герцево давление при сухом контакте цилиндров.

В безразмерных переменных уравнения (5)—(7), (9) и условия (10), (11) принимают вид:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\bar{x}}\left(\frac{\bar{\rho}\bar{h}^3}{\bar{\mu}}\frac{\mathrm{d}\bar{p}}{\mathrm{d}\bar{x}}\right) - V\frac{\mathrm{d}(\bar{\rho}\bar{h})}{\mathrm{d}\bar{x}} = 0; \tag{12}$$

$$\bar{\rho} = 1 + \frac{K_1\bar{p}}{1 + K_2\bar{p}}, \quad \bar{\mu} = \exp(G\bar{p}); \tag{13}$$

$$\bar{h}(\bar{x}) = \bar{h}_0 + \bar{x}^2 - \bar{c}^2 + \frac{2}{\pi}\int\limits_{-\infty}^{\bar{c}} \ln\left|\frac{\bar{c}-\xi}{\xi-\bar{x}}\right|\bar{p}(\xi)\mathrm{d}\xi + \\ + \beta\left[\bar{p} + a\alpha\int\limits_{-\infty}^{\bar{x}} \exp[-\alpha(\bar{x}-\xi)]\bar{p}(\xi)\mathrm{d}\xi - \right. \\ \left. - a\alpha\int\limits_{-\infty}^{\bar{c}} \exp[-\alpha(\bar{c}-\xi)\bar{p}(\xi)\mathrm{d}\xi\right]; \tag{14}$$

$$\bar{p}(-\infty) = 0, \quad \bar{p}(\bar{c}) = 0, \quad \left.\frac{\mathrm{d}\bar{p}}{\mathrm{d}\bar{x}}\right|_{\bar{x}=\bar{c}} = 0; \tag{15}$$

$$\int\limits_{-\infty}^{\bar{c}} \bar{p}(\xi)\mathrm{d}\xi = \frac{\pi}{2}, \tag{16}$$

где $V = 3\pi^2\frac{\mu_0 v R E'}{Q^2}$; $\alpha = \frac{b}{\lambda v}$; $\beta = \frac{1}{2}\frac{H}{b}\frac{E'}{E}$; $\bar{h}_0 = \frac{2Rh_0}{b^2}$; $G = \alpha_p p_g$; $K_1 = C_1 p_g$; $K_2 = C_2 p_g$.

Решение системы уравнений

Проинтегрировав уравнение (12) по $\bar{x}$ в интервале $(\bar{x}, \bar{c})$, решаем систему уравнений (12)—(16).

С учетом условия (15), получим:

$$-\frac{\bar{\rho}\bar{h}^3}{\bar{\mu}}\frac{\mathrm{d}\bar{p}}{\mathrm{d}\bar{x}} + V\bar{\rho}\,\bar{h} = V\bar{h}_0. \tag{17}$$

В качестве входной координаты смазочного слоя задаем конечное значение $A < 0$. Значение A выбирали так, чтобы увеличение его модуля оказывало незначительное влияние на результаты расчетов. Было принято $A = -8$.

На отрезке $[A, \bar{c}]$ применяем неравномерную сетку $\{\bar{x}_k\}$, $k = 1, 2, ..., N$, $\bar{x}_1 = A$, $\bar{x}_N = \bar{c}$. Проинтегрируем уравнение (17) в диапазоне $(\bar{x}_k, \bar{x}_{k+1})$, $k = 1, 2, ..., N-1$. При вычислении интеграла функции $\bar{h}(\bar{x})$ аппроксимируем данную функцию в диапазоне $(\bar{x}_k, \bar{x}_{k+1})$ линейной функцией.

При вычислении интеграла первого члена левой части уравнения (17) преобразуем его:

$$\bar{\rho}\frac{\bar{h}^3}{\bar{\mu}}\frac{\mathrm{d}\bar{p}}{\mathrm{d}\bar{x}} = -\frac{1}{G}\bar{\rho}\,\bar{h}^3\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\bar{x}}\exp\{-G\bar{p}\},$$

и используем приближенное равенство

$$\int_{\bar{x}_k}^{\bar{x}_{k+1}} f(\bar{x})\mathrm{d}g(\bar{x}) = f\left(\bar{x}_{k+\frac{1}{2}}\right)[g(\bar{x}_{k+1}) - g(\bar{x}_k)],$$

$$\bar{x}_{k+\frac{1}{2}} = 0{,}5(\bar{x}_k + \bar{x}_{k+1}).$$

Изменяющаяся функция $\bar{\mu}(\bar{x})$ под знаком дифференциала повышает точность вычисления интеграла первого члена правой части уравнения (17). Значения функций $\bar{h}(\bar{x})$ и $\bar{p}(\bar{x})$ в точке $\bar{x}_{k+\frac{1}{2}}$ определяем по их значениям в граничных точках $\bar{x}_k$ и $\bar{x}_{k+1}$ интервала линейной интерполяцией.

В результате получаем:

$$\frac{1}{G}\bar{\rho}_{k+\frac{1}{2}}(\bar{h}_k + \bar{h}_{k+1})^3\left\{\exp\left(-G\bar{p}_{k+\frac{1}{2}}\right) - \exp\left(-G\bar{p}_{k-\frac{1}{2}}\right)\right\} + 4V\bar{\rho}_{k+\frac{1}{2}}(\bar{x}_{k+1} - \bar{x}_k) \times (\bar{h}_k + \bar{h}_{k+1}) = 8V\bar{h}_0(\bar{x}_{k+1} - \bar{x}_k), \quad (18)$$

где $k = 1, ..., N-1$; $\bar{\rho}_{k+\frac{1}{2}} = 1 + \dfrac{0{,}5K_1(\bar{p}_k + \bar{p}_{k+1})}{1 + 0{,}5K_2(\bar{p}_k + \bar{p}_{k+1})}$.

Приняв в выражении (14) $\bar{x} = \bar{x}_k$ ($k = 1, 2, ..., N-1$) и подставив вместо функции $\bar{p}(\bar{x})$ сплайн функцию первого порядка, после интегрирования получим:

$$\bar{h}_k = \bar{h}_0 + \bar{x}_k^2 - \bar{c}^2 + \frac{2}{\pi}\sum_{j=2}^{N-1}\bar{p}_j[g_j(\bar{x}_k) - g_j(\bar{c})] + \beta\left\{e_k\bar{p}_k + a\left[\sum_{j=2}^{k-1}D_j(\bar{x}_k)\bar{p}_j - \sum_{j=2}^{N-1}D_j(\bar{c})\bar{p}_j\right]\right\}; \quad (19)$$

$$g_j(\bar{x}) = A_j^1(\bar{x}) + A_j^2(\bar{x}) + B_j^1(\bar{x}) + B_j^2(\bar{x}), \quad j = 2, ..., N-1;$$

$$A_j^1(\bar{x}) = \frac{1}{\bar{x}_j - \bar{x}_{j-1}}[F_2(\bar{x}_j - \bar{x}) - F_2(\bar{x}_{j-1} - \bar{x})], \quad j = 2, ..., N-1;$$

$$A_j^2(x) = \frac{\bar{x} - \bar{x}_{j-1}}{\bar{x}_j - \bar{x}_{j-1}}[F_1(\bar{x}_j - \bar{x}) - F_1(\bar{x}_{j-1} - \bar{x})], \quad j = 2, ..., N-1;$$

$$B_j^1(x) = \frac{\bar{x}_{j+1} - \bar{x}}{\bar{x}_{j+1} - \bar{x}_j}[F_1(\bar{x}_{j+1} - \bar{x}) - F_1(\bar{x}_j - \bar{x})], \quad j = 2, ..., N-1;$$

$$B_j^2(\bar{x}) = -\frac{1}{\bar{x}_{j+1} - \bar{x}_j}[F_2(\bar{x}_{j+1} - \bar{x}) - F_2(\bar{x}_j - \bar{x})], \quad j = 2, ..., N-1;$$

$$F_1(\bar{x}) = \bar{x}(\ln|\bar{x}| - 1), \quad F_2(x) = \frac{1}{2}\bar{x}^2\left(\ln|\bar{x}| - \frac{1}{2}\right),$$

$$e_k = 1 + a\left[1 - \frac{1 - \exp(-\alpha(\bar{x}_k - \bar{x}_{k-1}))}{\alpha(\bar{x}_k - \bar{x}_{k-1})}\right];$$

$$D_j(\bar{x}) = \frac{\exp(-\alpha(\bar{x} - \bar{x}_{j+1}))[1 - \exp(-\alpha(\bar{x}_{j+1} - \bar{x}_j))]}{\alpha(\bar{x}_{j+1} - \bar{x}_j)} - \frac{\exp(-\alpha(\bar{x} - \bar{x}_j))[1 - \exp(-\alpha(\bar{x}_j - \bar{x}_{j-1}))]}{\alpha(\bar{x}_j - \bar{x}_{j-1})}.$$

Заменив в выражении (16) интеграл конечной суммой, получим:

$$\sum_{k=1}^{N-1}(\bar{p}_k + \bar{p}_{k+1})(\bar{x}_{k+1} - \bar{x}_k) = \pi. \quad (20)$$

Граничные условия принимают вид:

$$\bar{p}_1 = 0, \quad \bar{p}_N = 0. \quad (21)$$

Уравнения (18)—(21) представляют собой систему из $2N + 1$ уравнений относительно $2N + 1$ неизвестных: $\bar{p}_1, ..., \bar{p}_N, \bar{h}_1, ..., \bar{h}_{N-1}, \bar{H}, \bar{c}$. Данную систему уравнений решали численно итерациями методом Ньютона—Рафсона.

Анализ результатов

Уравнение (14) при $\beta = 0$ принимает вид, соответствующий контакту упругих тел, т. е. отсутствию вязкоупругих поверхностных слоев.

Выполним расчеты для контактов упругих тел ($\beta = 0$) и упругих тел с вязкоупругими покрытиями ($a = 10$, $\alpha = 1$, $\beta = 0{,}1$) не учитывая влияния на вязкость и плотность смазочного материала ($K_1 = 0$, $G = 0$) и с их учетом ($K_1 = 0{,}6$, $K_2 = 1{,}7$, $G = 7$).

На рис. 2, *а* и *б* приведены зависимости $\tilde{h}(\bar{x}) = \bar{h}/V(\bar{x})$ и $\bar{p}(\bar{x})$ для контакта упругих тел при разных значениях V.

Безразмерный параметр $\tilde{h} = \dfrac{\bar{h}}{V} = \dfrac{Qh}{12\pi\mu_0 \upsilon R}$ не зависит от упругих свойств контактирующих тел, поэтому его изменение при изменении V обусловлено упругостью контактирующих тел. Действительно, параметр V пропорционален E'. При высоких значениях E', а следовательно, и высоких значениях V упругие деформации тел малы, поэтому решение задачи близко к решению задачи для жестких тел. При уменьшении значения E' упругие деформации увеличиваются, а следовательно, изменяются характеристики смазочного слоя.

Ve0417.fm Page 54 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

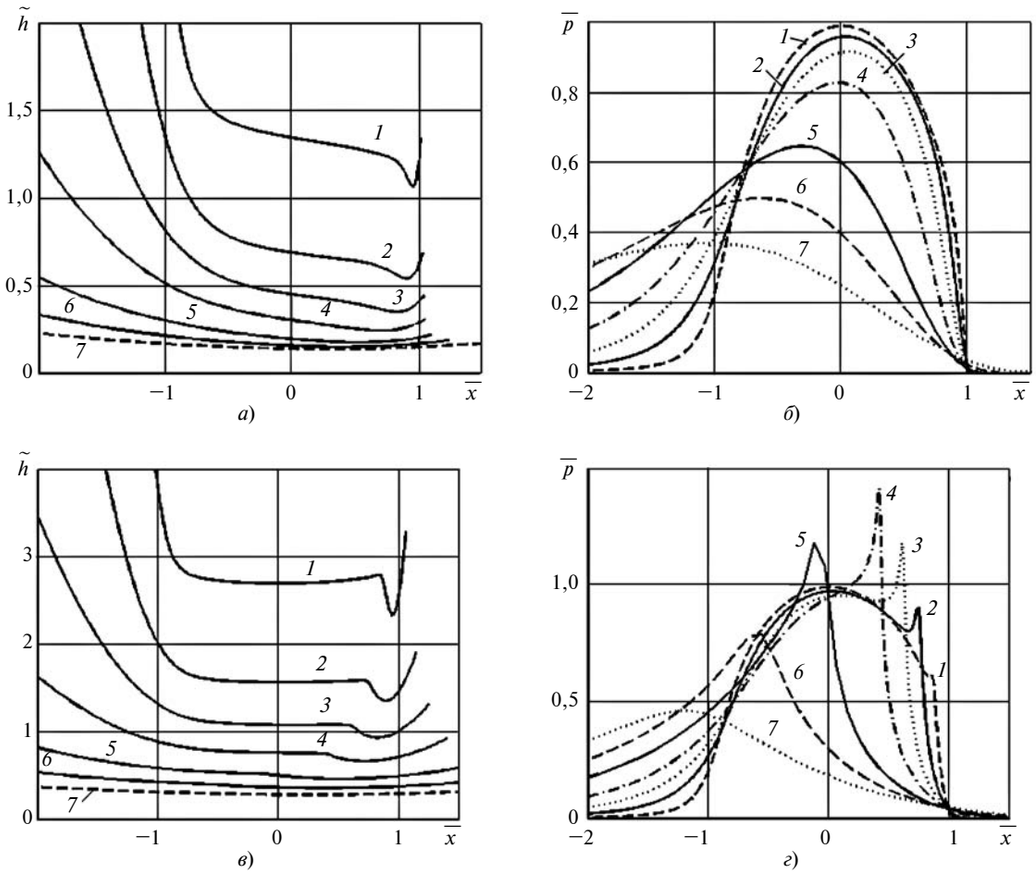


Рис. 2. Зависимости изменения $\tilde{h}$ (*а*, *в*) и $\bar{p}$ (*б*, *г*) от $\bar{x}$ для упругих тел без учета влияния давления на вязкость и плотность смазочного материала (*а*, *б*) и с учетом (*в*, *г*) при $V = 0{,}05$ (*1*); 0,3 (*2*); 1,4 (*3*); 3,5 (*4*); 10 (*5*); 23 (*6*); 50 (*7*):
а, *б* — $\beta = K_1 = G = 0$; *в*, *г* — $\beta = 0$, $K_1 = 0{,}6$, $K_2 = 1{,}7$, $G = 7$

При большом значении V зависимости $\tilde{h}$ и $\bar{p}$ от $\bar{x}$ соответствуют контакту жестких тел (см. рис. 2, *а*, *б*, зависимости *7*), т. е. функция $\tilde{h}(\bar{x})$ близка к параболе, а точка максимума функции $\bar{p}(\bar{x})$ близка к точке с координатой $\bar{x} = -\bar{c}$.

При уменьшении значения V функция $\tilde{h}(\bar{x})$ стремится к линейной функции в зоне высокого давления.

При уменьшении V зона высокого давления уменьшается, максимальное значение давления возрастает, а точка максимума функции $\bar{p}(\bar{x})$ смещается вправо. При малых значениях V точка максимума функции $\bar{p}(\bar{x})$ близка к точке $\bar{x} = 0$. При этом в области высокого давления функция $\bar{p}(\bar{x})$ стремится к функции, имеющей место при сухом контакте тел.

Градиент давления в окрестности границы смазочного слоя возрастает, что обусловливает прогиб функции $\tilde{h}(\bar{x})$, без которого модуль градиента давления не может быстро снизиться до нуля в окрестности граничной зоны.

Приведенные зависимости позволяют оценить увеличение минимальной толщины $\tilde{h}_{\min}$ смазочного слоя вследствие упругих деформаций контактирующих тел. При изменении V от 50 до 0,05 значение $\tilde{h}_{\min}$ возрастает от 0,14 до 1,1, т. е. почти в 8 раз. А так как величина $\tilde{h}$ пропорциональна h, то и $\tilde{h}_{\min}$ возрастает в 8 раз.

На рис. 2, *в* и *г* приведены зависимости изменения $\tilde{h}$ и $\bar{p}$ от $\bar{x}$ с учетом влияния давления на вязкость и плотность смазочного материала при $G = 7$, $K_1 = 0{,}6$, $K_2 = 1{,}7$, $\beta = 0$.

В области высокого давления функция $\tilde{h}(\bar{x})$ не только близка к линейной функции, но и близка к постоянной функции. Это обусловлено тем, что в соответствии с уравнением Рейнольдса величина $(\bar{\rho}\,\bar{h} - \bar{h}_c)$ пропорциональна $\exp(-G\bar{p})$.

Максимальное давление при уменьшении V смещается вправо к границе смазочного слоя. До максимального значения функция распределения давления стремится к виду, характерному для контакта сухих тел с максимумом в точке $\bar{x} = 0$, и при некотором значении V имеет место ***второе максимальное значение давления***. При дальнейшем уменьшении V второй максимум давления исчезает.

Ve0417.fm Page 55 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

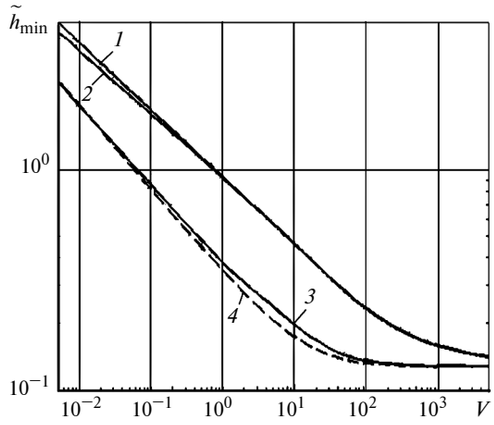


Рис. 3. Зависимости изменения $\tilde{h}_{\min}$ от V при разных значениях a, α, β, G:
1 — β = 0, G = 7; *2* — a = 10, α = 1, β = 0,1, G = 7; *3* — a = 10, α = 1, β = 0,1, G = 0; *4* — β = G = 0

Таким образом, при $G = 7$ и некотором диапазоне значений V функция $\bar{p}(\bar{x})$ имеет два максимума. При этом максимум давления и толщина смазочного слоя существенно выше этих параметров при $G = 0$. В данном случае $\tilde{h}_{\min}$ изменяется от 0,3 до 2,3 при изменении V от 50 до 0,05, т. е. во столько же раз, что и при $G = 0$.

Полученные данные указывают на то, что наибольшее влияние на толщину смазочного слоя и при контакте упругих тел, и при контакте упругих тел с вязкоупругими покрытиями оказывает деформация контактирующих тел, а не изменение вязкости смазочного материала из-за повышения давления (рис. 3).

При $V = 0{,}005$ деформации контактирующих тел повышают значение минимальной толщины смазочного слоя более чем в 20 раз, а вследствие повышения вязкости смазочного материала минимальная толщина смазочного слоя возрастает только в 2 раза.

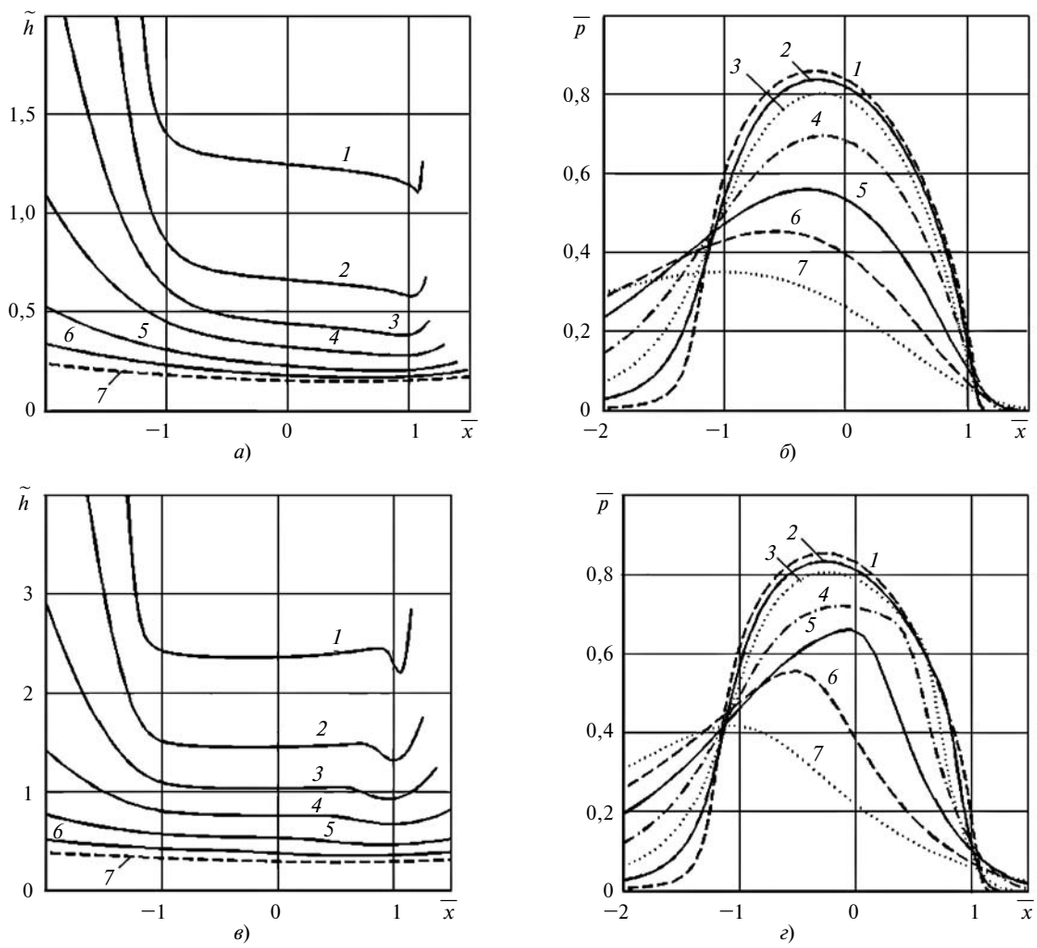


Рис. 4. Зависимости $\tilde{h}$ (*а*, *в*) и $\bar{p}$ (*б*, *г*) от $\bar{x}$ для упругих тел с вязкоупругими покрытиями без учета влияния давления на вязкость и плотность смазочного материала (*а*, *б*) и с учетом (*в*, *г*) при V = 0,05 (*1*); 0,3 (*2*); 1,4 (*3*); 3,5 (*4*); 10 (*5*); 23 (*6*); 50 (*7*):
а, *б* — a = 10, α = 1, β = 0,1, K_1 = 0, G = 0; *в*, *г* — a = 10, α = 1, β = 0,1, K_1 = 0,6, K_2 = 1,7, G = 7

Ve0417.fm Page 56 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

Зависимость $\lg\tilde{h}_{\min}$ от $\lg V$ является почти линейной при $V < V^*$, причем V^* зависит от G. При $G = 7$ имеем $V^* \approx 100$ и $V^* \approx 10$ при $G = 0$. Заметим, что $\tilde{h} \to 0{,}13$ при $V \to \infty$, что соответствует контакту жестких смазываемых тел. Это позволяет $\lg\tilde{h}_{\min}(\lg V)$ аппроксимировать функцией, являющейся линейной при $V < V^*$ и асимптотически приближающейся к прямой $\tilde{h} = 0{,}13$ при $V \to \infty$. Для случая $G = 7$ такую аппроксимацию дает функция

$$\lg\tilde{h}_{\min} = \lg\left(0{,}13 + \frac{0{,}8}{1 + 0{,}0014V}\right) - \frac{0{,}3132\lg V}{1 + 0{,}001V}$$

или

$$\tilde{h}_{\min} = \left(0{,}13 + \frac{0{,}8}{1 + 0{,}0014V}\right) V^{-\frac{0{,}3132}{1 + 0{,}001V}}. \qquad (22)$$

Формула (22) имеет погрешность не более 3 % при $V < 100$ и не более 5 % при $V > 0$. Погрешность в 5 % достигается на участке перехода от линейно-убывающей зависимости $\lg\tilde{h}_{\min}(\lg V)$ к постоянной зависимости.

Отличие формулы (22) от уже известных формул заключается в том, что она не имеет ограничений на входные параметры.

Аналогично можно получить выражения для минимальной толщины смазочного слоя при других значениях G.

Из приведенных на рис. 3 зависимостей следует, что вязкоупругие свойства поверхностных слоев слабо влияют на минимальную толщину смазочного слоя. Однако они значительно влияют на распределение давления в смазочном слое, на что указывают расчеты и построенные зависимости для контакта упругих тел с вязкоупругими покрытиями (рис. 4). Так же как и в случае контакта упругих тел без вязкоупругих покрытий, были выполнены расчеты при $G = 0$, $K_1 = 0$ (рис. 4, *а*, *б*) и $G = 7$, $K_1 = 0{,}6$, $K_2 = 1{,}7$ (рис. 4, *в*, *г*); номера зависимостей соответствуют номерам зависимостей на рис. 2.

Сравнительный анализ зависимостей, приведенных на рис. 2, *а*, *б* и 4, *а*, *б*, показал следующее. Вязкоупругие свойства поверхностных слоев контактирующих тел обусловливают увеличение зоны высокого давления и снижению максимального давления. Максимальное давление при уменьшении V сначала смещается вправо, а затем смещается влево, т. е. при малых значениях V максимальное давление возникает левее линии действия нагрузки. Вследствие этого снижение давления на выходе происходит медленнее, чем при отсутствии вязкоупругого слоя, на это указывает уменьшение прогиба функции $\tilde{h}(\bar{x})$.

Вязкоупругие свойства поверхностных слоев контактирующих тел уменьшают толщину смазочного слоя на линейном участке зависимости $\tilde{h}(\bar{x})$, на котором давление имеет высокое значение. Однако вследствие уменьшения прогиба функции после линейного участка минимальная толщина смазочного слоя при наличии вязкоупругих слоев может превышать минимальную толщину смазочного слоя при их отсутствии.

Зависимости, приведенные на рис. 4, *в*, *г*, указывают на то, что вязкоупругие свойства поверхностных слоев могут исключить возникновение второго максимума давления. При этом максимальное давление может снизиться почти в 2 раза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Kalker J. J.** Viscoelastic multilayered cylinders rolling with dry friction // Journal of Applied Mechanics. 1991. V. 58. P. 666—679.

2. **Goryacheva I. G., Sadeghi F., Xu G.** Viscoelastic effects in lubricated contacts // Wear. 1996. V. 198. P. 307—312.

3. **Горячева И. Г.** Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 478 с.

4. **Горячева И. Г., Усов П. П.** Численный анализ вязкоупругогидродинамического точечного контакта при стационарных условиях // Трение и износ. 2010. Т. 31. № 1. С. 1—10.

5. **Горячева И. Г., Усов П. П.** Численный анализ контакта вязкоупругих шероховатых тел при наличии слоя вязкой смазки // ПММ. 2012. Т. 76. Вып. 5. С. 766—778.

6. **Dowson D., Higginson G. R.** Elasto-hydrodynamic Lubrication, The Fundamentals of Roller and Gear Lubrication. Oxford, Great Britain: Permagon Press, 1966.

7. **Усов П. П., Данилов В. Д.** Контактная задача для вязкоупругого слоя и жесткого цилиндра при равномерном скольжении // Трение и износ. 2009. Т. 30. № 4. С. 341—354.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА
"ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

Ve0417.fm Page 57 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 621.923.1:621.833-192

А. С. КАЛАШНИКОВ, д-р техн. наук, П. А. КАЛАШНИКОВ, канд. техн. наук, Н. В. ХОМЯКОВА
(Московский государственный машиностроительный университет — МАМИ),
e-mail: alexandr_kalashnikov45@rambler.ru

Оптимизация параметров резцовой головки с целью повышения эксплуатационной надежности конических и гипоидных передач

Рассмотрены формообразование продольной кривизны зубьев, близкой к кривизне логарифмической и архимедовой спиралей, с помощью односторонних и двусторонних резцовых головок и влияние этой кривизны на эксплуатационную надежность конических и гипоидных передач с круговыми зубьями.

Ключевые слова: конические и гипоидные передачи, продольная кривизна зубьев, изгибная прочность, логарифмическая и архимедова спирали, пятно контакта, стендовые и дорожные испытания.

The formation of lengthwise teeth curvature, close to curvature of logarithmic and Archimedian spirals, using one-sided and two-sided cutter heads and influence of this curvature on in-service reliability of conical and hypoid gears with circular teeth, are considered.

Keywords: conical and hypoid gears, lengthwise teeth curvature, bending strength, logarithmic and Archimedian spiral, contact area, bench and road tests.

К коническим и гипоидным передачам, работающим в высоконагруженных трансмиссиях ведущих мостов автобусов, легковых и грузовых автомобилей, предъявляют высокие требования не только по точности и шероховатости поверхности зубьев, но и по надежности работы в условиях эксплуатации. Наибольшее распространение в промышленности получили конические и гипоидные передачи с круговыми зубьями, высота которых равномерно понижается от внешнего диаметра в направлении вершины делительного конуса.

В технологическом процессе зубонарезание является одной из самых сложных операций, при которой формируются криволинейные зубья. Зубья конических и гипоидных передач нарезают посредством станочного зацепления зубьев воображаемого производящего колеса *1* с зубьями обрабатываемого колеса *2* (рис. 1). Зубья шестерен и колес обкатных передач, а также шестерен полуобкатных передач нарезают прямолинейными режущими кромками резцов *3* резцовой головки *4*.

Вращения заготовки *2* и люльки *5* станка воспроизводят движение обката и образуют октоидный профиль зубьев и круговую продольную кривизну зуба, радиус которой равен образующему радиусу резцовой головки.

Принципиальная схема формообразования боковых поверхностей круговых зубьев с переменной высотой является приближенной. Поэтому даже точно изготовленные и собранные конические и гипоидные передачи не всегда обеспечивают требуемую эксплуатационную надежность [1, 2].

Чистовое нарезание зубьев конических и гипоидных передач 6—7 степени точности по ГОСТ 1758—81 до химико-термической обработки, как правило, производят за три операции. Ведомое зубчатое колесо, имеющее большее число зубьев, чем ведущая шестерня, нарезают двусторонним способом. Обе стороны впадины между круговыми зубьями колеса *1* (выпуклую и вогнутую) обрабатывают одновременно двусторонней резцовой головкой с внутренними *2* и наружными *3* резцами (рис. 2, *а*). Ширина впадины постоянна по всей длине зуба колеса. Выпуклую сторону зубьев ведущей шестерни *1* нарезают односторонними резцовыми головками с внутренними резцами *2*, а вогнутую сторо-

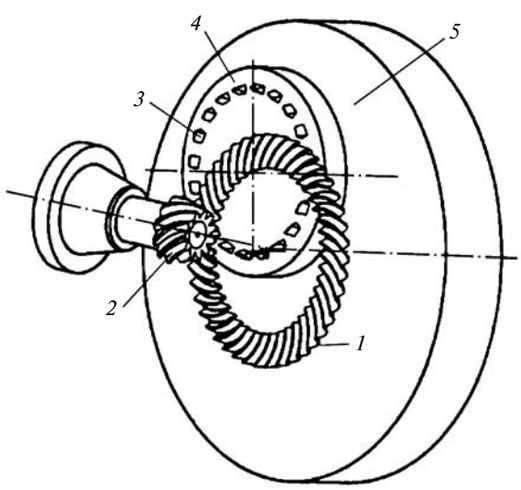


Рис. 1. Схема нарезания зубьев конических и гипоидных передач

Ve0417.fm Page 58 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

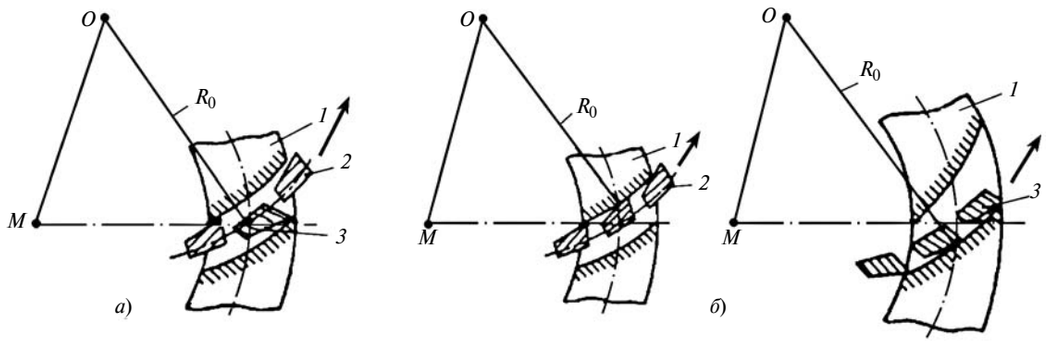


Рис. 2. Схемы нарезания круговых зубьев колеса (*а*) и шестерни (*б*) конических и гипоидных передач:
M — центр станка; *O* — центр зуборезной головки; R_0 — радиус расположения резцов

ну — головками с наружными резцами *3* (рис. 2, *б*). Впадина между зубьями шестерни имеет переменную ширину: на внутреннем диаметре — меньшую, на внешнем — бóльшую или наоборот. Интенсивность сужения впадины зависит от продольной кривизны и угла наклона зуба.

Известно, что среди геометрических параметров зубчатого зацепления доминирующее влияние на изгибную прочность зубчатой передачи оказывают радиус закругления в основании зуба и качество его исполнения, а также продольная кривизна зубьев [3, 4].

Усталостная поломка зубьев — часто встречающийся вид разрушения высоконагруженных конических и гипоидных передач. Эти разрушения возникают в результате повторяющихся воздействий изгибных напряжений, превосходящих предел прочности материала, которые порождают трещины на ведущей стороне в основании зуба — в области радиуса закругления, обеспечивающего сопряжение боковой поверхности зуба и дна впадины.

Величина радиуса закругления в основании зуба, а также стойкость режущего инструмента (зуборезных резцов, шлифовального круга) в значительной степени зависят от радиуса $R_р$ при вершине

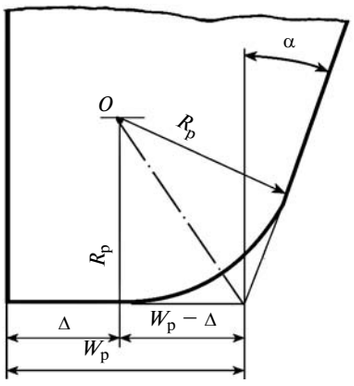


Рис. 3. Схема определения радиуса $R_р$ закругления при вершине режущего инструмента

режущего инструмента (рис. 3), который лимитируется шириной $W_р$ вершины и минимальной шириной впадины зуба

$$R_р = (W_р - Δ)\cos\alpha/(1 - \sin\alpha),$$

где $Δ \geq 0{,}4$ мм — размер площадки для установки калибра при контроле радиуса закругления при вершине инструмента.

При зубонарезании или зубошлифовании наиболее благоприятные условия наблюдаются при обработке двусторонним способом, когда ширина дна впадины постоянна по всей длине (см. рис. 2, *а*). В этом случае ширина вершины инструмента и радиус при вершине достигают максимальных значений. Если ширина впадины переменна, что, как правило, имеет место при раздельном нарезании выпуклой и вогнутой сторон зубьев шестерни односторонними резцовыми головками, то радиус при вершине инструмента определяют по наименьшей ширине впадины (см. рис. 3, *б*). Это уменьшает радиус вершины инструмента, при этом снижаются радиус закругления в основании зуба и стойкость режущего инструмента [3, 5].

Продольная кривизна зубьев зависит от диаметра резцовой головки и теоретически может быть близкой к эвольвенте, архимедовой и логарифмической спиралям. Очень важно, что геометрические параметры зубьев — продольная кривизна и радиус закругления в основании зуба, полученные на зуборезных операциях, существенно не изменяются при последующей финишной зубообработке (зубопритирке, зубохонинговании, зубошлифовании, нарезании закаленных зубьев).

Конические и гипоидные передачи с продольной кривизной зубьев, близкой к эвольвенте, благодаря значительной изогнутости имеют меньшую чувствительность к смещениям в процессе эксплуатации под действием высоких нагрузок. Чувствительность — способность зубчатых передач воспринимать смещение базовых расстояний в рабочем положении сопряженных элементов с определенным влиянием на форму и расположение пятна

Ve0417.fm Page 59 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

контакта. Однако вследствие теоретически неточного формообразования передач с переменной высотой круговых зубьев получение продольной кривизны, близкой к эвольвенте, не представляется возможным.

В связи с этим исследовали влияние продольной кривизны зубьев на изгибную прочность конических зубчатых передач с параметрами: $z_1 = 11$; $z_2 = 19$; окружной модуль на внешнем торце $m_{te} = 9$ мм; ширина зубчатого венца $b = 33$ мм; внешнее конусное расстояние $R_e = 98{,}75$ мм, угол наклона линии зуба в середине зубчатого венца $\beta_m = 41°35'$, изготовленных с продольной кривизной по логарифмической и архимедовой спиралям. Для получения продольной кривизны, близкой к логарифмической спирали, конические зубья сопрягаемых шестерен и колес первой партии нарезали резцовыми головками с номинальным диаметром $d_и = 228{,}6$ мм.

Продольная кривизна по логарифмической спирали обеспечивает постоянство угла наклона по всей ширине зубчатого венца и минимальную погрешность угла α_n нормального профиля на выпуклой и вогнутой сторонах зубьев шестерни и колеса. Это позволяет получить теоретически точное зацепление зубьев с переменной высотой при высоком качестве пятна контакта и избежать диагонального его расположения.

Радиус продольной кривизны зубьев по логарифмической спирали в середине зубчатого венца составлял

$$\rho_{л.с} = R_m/\sin\beta_m = 123{,}98 \text{ мм},$$

где среднее конусное расстояние $R_m = R_e - 0{,}5b = 82{,}29$ мм.

Основным геометрическим свойством логарифмической спирали является постоянство угла между ее касательной и полярным радиусом. Поэтому приближение круговой линии зуба к логарифмической спирали способствовало получению угла наклона линии зуба, практически постоянного по всей ширине зубчатого венца. Углы наклона линии зуба на внешнем (β_e) и внутреннем (β_i) торцах определяли по формулам:

$$\sin\beta_e = 1/r_и[R_e + R_m(2r_и\sin\beta_m - R_m)/R_e)];$$

$$\sin\beta_i = 1/r_и[R_e + R_m(2r_и\sin\beta_m - R_m)/R_i)]$$

где $r_и$ — образующий радиус резцовой головки.

При этом разница углов наклона линии зуба в крайних точках ширины зубчатого венца (на внешнем и внутреннем торцах) составила

$$\Delta\beta = \beta_e - \beta_i \approx b/2r_и\cos\beta_m(1 - r_и\sin\beta_m/R_m) \approx 58'.$$

Разница $\Delta\alpha_n$ углов профиля сопряженных зубьев шестерни и колеса на внешнем и внутреннем концах была мала, поэтому практически не представляло трудностей получить пятно контакта высокого качества и избежать диагонального его расположения на зубьях.

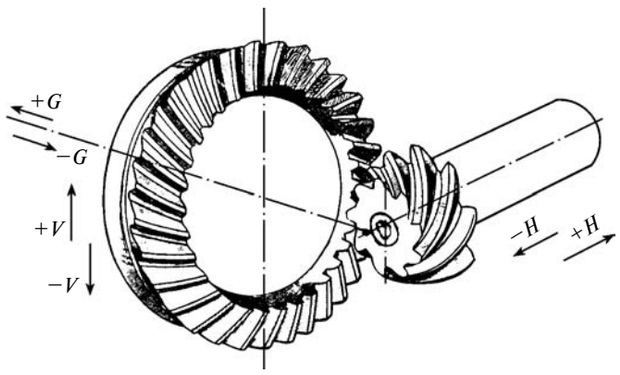


Рис. 4. Схема контроля пятна контакта зубьев конической передачи методом *V—H*

Зубья шестерен и колес второй партии нарезали резцовыми головками с номинальным диаметром $d_и = 190{,}5$ мм. В результате круговая линия зубьев приблизилась к архимедовой спирали, радиус кривизны которой в средней точке ширины зубчатого венца составил

$$\rho_{а.с} = R_m\text{ctg}\beta_m(\text{tg}\beta_m^2 + 1)^{3/2}/(\text{tg}\beta_m^2 + 2) = 79{,}5 \text{ мм}.$$

С уменьшением кривизны зубьев возросла разница углов наклона линии зуба на внешнем и внутреннем его концах до $\Delta\beta = 3°28'$. Увеличилась также погрешность угла профиля в крайних по длине зуба точках на делительном конусе до $\Delta\alpha_n = 26'$. С увеличением $\Delta\beta$ и $\Delta\alpha_n$ в конических и гипоидных передачах с круговыми зубьями возрастает склонность к образованию диагонального пятна контакта, так что даже сложная и длительная доводка пятна контакта одновременным порционным изменением наладок зуборезного станка не приводит к существенному его изменению.

Наличие диагонального пятна контакта можно определить при визуальном осмотре после обкатки сопряженных шестерни и колеса на контрольно-обкатном станке под действием малой нагрузки. Для более точной оценки качества пятна контакта в данной работе применяли метод вертикальных (V) и горизонтальных (H) перемещений, который позволяет определять (кроме наличия диагональности) длину и ширину пятна контакта, а также его чувствительность к смещениям базовых расстояний (рис. 4).

Контроль методом *V—H* предусматривает перемещение пятна контакта зубьев конической зубчатой передачи, установленной на теоретических базовых расстояниях, из центрального положения *2* (рис. 5, *а*) к внутреннему *1* и внешнему *3* торцам зуба с помощью вертикальных *V* и горизонтальных *H* смещений бабок контрольно-обкатного станка. Важным условием контроля является постоянство

Ve0417.fm Page 60 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

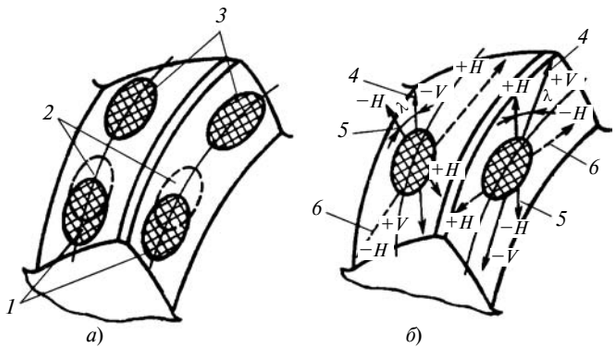


Рис. 5. Схема перемещения пятна контакта конической зубчатой передачи при контроле методом *V — H*

бокового зазора в зацеплении, которое обеспечивали с помощью перемещения *G* шпинделя. Чтобы поддерживать пятно контакта в середине высоты профиля зуба без выхода на кромку, его перемещали из центрального положения к внутреннему и внешнему торцу зуба с помощью комбинированного (вертикального и горизонтального) смещения бабок станка.

С уменьшением радиуса продольной кривизны круговых зубьев от радиуса логарифмической до радиуса архимедовой спирали направление *4* вертикального (*V*) перемещения пятна контакта (рис. 5, *б*) на выпуклых и вогнутых сторонах зубьев практически оставалось без изменения, а направление *6* горизонтального перемещения изменилось на направление *5*, образовав с вертикальным направлением острый угол λ. Это требует увеличения вертикальных и горизонтальных смещений бабок контрольно-обкатного станка для перемещения пятна контакта к внутреннему и внешнему торцу зуба.

Анализ отношений суммарных значений вертикальных и горизонтальных перемещений пятна контакта показал (таблица):

1. Форма и расположение пятна контакта при переднем и заднем ходах автомобилей в конических передачах с продольной кривизной зубьев, близкой к архимедовой спирали, свидетельствуют об отсутствии диагональности.

2. В конических передачах с продольной кривизной зубьев, близкой к логарифмической спирали, пятно контакта при переднем ходе автомобиля имеет незначительную диагональность "внутрь", которая характеризуется сокращением длины пятна контакта и увеличением его ширины. Пятно контакта при заднем ходе не имеет диагональности.

Исследования показали, что с уменьшением радиуса продольной кривизны с $\rho_{л.с} = 123{,}98$ мм до $\rho_{а.с} = 79{,}50$ мм суммарные перемещения *V—H* увеличились в 1,17—1,6 раза.

Таким образом, в конических передачах с меньшей продольной кривизной зубьев (по архимедовой спирали) в процессе эксплуатации уменьшается вероятность выхода пятна контакта на кромку зуба по сравнению с передачами с большей продольной кривизной зубьев (по логарифмической спирали), что дает возможность избежать преждевременных поломок зубьев.

Известно, что радиус закругления в основании зуба оказывает большое влияние на изгибную прочность конических и гипоидных передач [2, 3, 6]. При нарезании зубьев конических и гипоидных колес методом обката радиус закругления в основании зуба несколько превышает радиус закругления при вершине резца. Однако радиус закругления вершины резца нельзя увеличивать безгранично, так как его величина зависит от ширины дна впадины между зубьями. Радиус вершины резца лимитируется минимальной шириной дна впадины между зубьями. Изменение продольной кривизны зубьев конической пары может уменьшить или увеличить сужение дна впадины между зубьями шестерни и, как следствие, изменить радиус закругления вершины резца.

На рис. 6 приведены зависимости ширины *W* дна впадины между зубьями шестерни на внешнем (кривая *1*) и на внутреннем (кривая *2*) диаметрах зубчатого венца, а также ширины дна впадины колеса (кривая *3*) по всей длине зуба в зависимости от среднего угла β_m наклона зубьев конической передачи при продольной кривизне зуба по логарифмической (рис. 6, *а*) и архимедовой (рис. 6, *б*) спиралям.

Согласно рис. 6, *а*, *б* ширина дна впадины между зубьями колеса (кривые *3*) при кривизне зубьев по логарифмической и архимедовой спиралям остается неизменной. Для шестерен, продольная кривизна зубьев которых выполнена по логарифмической спирали (см. рис. 6, *а*), критической при $\beta_m = 41°35'$ является ширина дна впадины на внутреннем диаметре (кривая *2*) $W_{i1} \approx 1{,}36$ мм. При увеличении кривизны зубьев до архимедовой спирали (см. рис. 6, *б*) критической для шестерни с такими же геометрическими параметрами становится ши-

Ход автомобиля	Перемещение, мкм					
	вертикальное *V*			горизонтальное *H*		
	Торец		Сумма	Торец		Сумма
	внутренний	внешний		внутренний	внешний	
При $\rho_{а.с} = 79{,}5$ мм						
Передний	−300	+600	900	−400	+400	800
Задний	+300	−400	700	+300	−200	500
При $\rho_{л.с} = 123{,}98$ мм						
Передний	−300	+300	600	−400	+100	500
Задний	+300	−300	600	+500	−100	600

Ve0417.fm Page 61 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

рина дна впадины на внешнем диаметре (кривая *1*) $W_{e1} \approx 1{,}91$ мм.

Таким образом, у конических шестерен с продольной кривизной зубьев по архимедовой спирали ширина дна впадины более равномерна, чем у шестерен с продольной кривизной зубьев по логарифмической спирали, что позволило увеличить радиус R_p закругления вершины резца зуборезных головок с 0,8 до 1,5 мм.

Для сравнения изгибной выносливости конических зубчатых передач с разной продольной кривизной зубьев были проведены испытания на стенде с силовым замкнутым контуром. Вращение ведущего вала испытуемого редуктора соответствовало переднему ходу автомобиля. Продолжительность испытания каждой конической пары определялась временем работы стенда до поломки шестерни или колеса. С целью выравнивания окружных скоростей полуосей дифференциал вспомогательного редуктора был заблокирован. Температура масла в картере моста и испытуемом редукторе поддерживалась с помощью искусственного водяного охлаждения в пределах 80 ÷ 90 °С.

Прочностные испытания проводили на следующих режимах:

1) обкатка в течение 60 мин при частоте вращения полуосей $n = 40$ мин$^{-1}$ и моменте нагрузки $M = 5$ кН · м;

2) обкатка в течение 60 мин при $n = 40$ мин$^{-1}$ и $n \approx M = 10$ кН · м;

3) испытание до поломки конических колес при 60 мин$^{-1}$ и $M = 14$ кН · м.

Сравнительные стендовые испытания показали, что у конических передач с зубьями, продольная кривизна которых $\rho_{a.c} = 79{,}5$ мм, изгибная выносливость на 30÷35 % выше, чем у передач с продольной кривизной $\rho_{л.c} = 123{,}98$ мм. Средняя продолжительность работы конических передач на стенде составила соответственно 124 и 91 мин (рис. 7). Средний пробег грузового автомобиля с коническими передачами, зубья которых имели продольную кривизну по архимедовой спирали, составивший 153 800 км, значительно превысил средний пробег автомобиля, равный 95 700 км, с передачами с продольной кривизной зубьев по логарифмической спирали.

Повышение изгибной выносливости конических зубчатых передач с продольной кривизной $\rho_{a.c} = 79{,}5$ мм объясняется тем, что вследствие уменьшения радиуса кривизны зубьев и увеличения разницы углов наклона линии зуба на внешнем и внутреннем его концах пятно контакта под действием рабочих нагрузок в картере редуктора перемещается в границах зуба менее интенсивно, т. е. имеет меньшую чувствительность к смещению базовых монтажных установок.

Таким образом, контроль методом *V—H*, а также стендовые и дорожные испытания показали, что

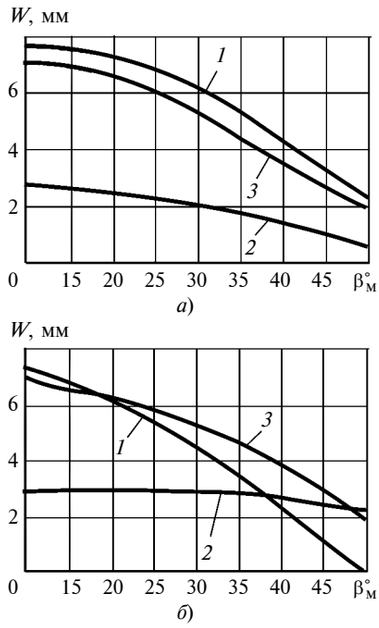


Рис. 6. Зависимости ширины *W* дна впадины между зубьями конической передачи от угла β_m наклона зубьев

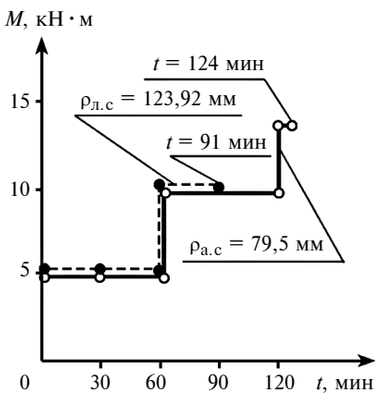


Рис. 7. Результаты сравнительных стендовых испытаний конических зубчатых передач грузового автомобиля с разной продольной кривизной зубьев

конические и гипоидные передачи с круговыми зубьями и продольной кривизной, близкой к кривизне архимедовой спирали, имеют меньшую чувствительность к смещению базовых расстояний в процессе эксплуатации и поэтому обладают большей изгибной прочностью, чем передачи с кривизной зубьев, выполненной по логарифмической спирали.

Кроме того, у ведущей шестерни с кривизной зубьев по архимедовой спирали впадина зубьев имеет меньшее сужение, чем у передач с кривизной зубьев по логарифмической спирали. Это позволяет увеличить радиус закругления вершины режущего инструмента (резцов резцовых головок, шлифовальных кругов), а следовательно, и радиус закругления в основании зуба.

Ve0417.fm Page 62 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 621.983.3:658.512.011.56.004

В. А. ЖАРКОВ, д-р техн. наук (г. Москва), e-mail: valery-zharkov@mtu-net.ru

Испытания материалов. Многооперационная осесимметричная вытяжка листовых заготовок

Представлена классификация испытаний, разработаны способы и штампы для испытаний на многооперационную осесимметричную вытяжку листовых заготовок плоским и полусферическим пуансонами, а также сложной формы. На основании теории вытяжки и CAD/CAE-моделирования определены критерии для расчета вероятности разрыва заготовки при штамповке, разработаны мероприятия по устранению разрывов.

Ключевые слова: испытания, многооперационная осесимметричная вытяжка, штамповка, листовой материал, глубокая вытяжка, CAD/CAE-моделирование, диаграммы предельных деформаций, утонений и напряжений.

The classification of tests is presented, the methods and stamps for tests on multioperation axisymmetric drawing of sheet material by plain and semispherical punches, and also of a complex shape, are developed. Basing on drawing theory and CAD/CAE-modeling, the criteria for analysis of billet failure probability at forging are determined, actions on the failure elimination are developed.

Keywords: tests, multioperation axisymmetric drawing, die forging, sheet material, deep drawing, CAD/CAE-modeling, diagrams of ultimate deformations, thinning and stresses.

В статьях [1—3] описаны испытания образцов и заготовок из листового материала на растяжение, формовку и обтяжку пуансоном в матрицу, при которых край заготовки не перемещается к отверстию матрицы, неглубокие и невысокие детали получают утонением заготовки. Данные деформации вблизи места разрушения отличаются от деформаций при вытяжке листоштампованных осесимметричных глубоких и высоких деталей, при которых край заготовки перемещается к отверстию матрицы. Поэтому для построения диаграмм предельных деформаций (ДПД), утонений (ДПУ), интенсивностей деформаций (ДПИД) и интенсивностей напряжений (ДПИН) необходимы исследования и моделирования процессов осесимметричных глубоких вытяжек деталей за одну и несколько операций, которые выполняются в CAD/CAE-системе испытаний листовых материалов после испытаний на растяжение по ГОСТ 11701—84.

Классификация испытаний листового материала вытяжкой за одну операцию

Испытания плоским пуансоном *1* (рис. 1) можно разделить по следующим признакам:

1) дном вверх (рис. 1, *а*, *б*, *в*, *г*, *ж*, *з*) или дном вниз (рис. 1, *д*, *е*);

2) по предельным (рис. 1, *а*, *в*, *д*, *ж*) или запредельным (рис. 1, *б*, *г*, *е*, *з*) размерам заготовки;

3) на установке с нижним приводом двойного действия с первоначальным прижатием заготовки *4* снизу прижимом *3* силой Q и последующей вытяжкой пуансоном *1* в неподвижную матрицу *2* (рис. 1, *а*, *б*);

4) на прессе простого действия с прижатием заготовки снизу подушкой пресса или пружиной штампа силой Q (рис. 1, *в*, *г*, *ж*, *з*) или сверху пружиной штампа (рис. 1, *д*, *е*);

5) на прессе двойного действия с верхними приводами (рис. 1, *д*, *е*).

Были спроектированы схемы испытаний вытяжкой пуансонами полусферической (рис. 2, *а—г*) и полуэллипсоидной форм, а также со сложными поверхностями. На рис. 2, *д*, *е* образующая L кромки пуансона имеет плавно уменьшающуюся кривизну для увеличения перемещения элементов заготовки при испытании и увеличения деформаций центральной части заготовки до ее разрыва. При испытании вытяжкой используют антифрикционные прокладки (из полиэтиленовой, полиуретановой или тефлоновой пленки) и технологические

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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Шевелева Г. И., Волков А. Э., Медведев В. И.** Программное обеспечение производства конических и гипоидных зубчатых передач с круговыми зубьями // Техника машиностроения. 2001. № 2. С. 40—51.

2. **Klingenberg J.** Kegelrader. Springer — Verlag Berlin: Heidenberg, 2008, 379 p.

3. **Калашников А. С., Моргунов Ю. А., Калашников П. А.** Снижение трудоемкости сборки конических и гипоидных зубчатых передач // Вестник машиностроения. 2014. № 10. С. 63—65.

4. **Калашников А. С., Моргунов Ю. А., Калашников П. А.** Зубопритирка и зубошлифование конических и гипоидных передач // Справочник. Инженерный журнал. 2011. № 3. С. 3—7.

5. **Повышение** эффективности изготовления лопаток моноколес / Ю. П. Астахов, С. А. Кочергин, Ю. А. Моргунов, Б. П. Саушкин // Технология машиностроения. 2013. № 5. С. 14—18.

6. **Микрообработка** поверхностных рельефов с применением физико-химических методов воздействия на материал / Ю. П. Астахов, С. А. Кочергин, Е. А. Митрюшин // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2012. № 7. С. 33—38.

Ve0417.fm Page 63 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

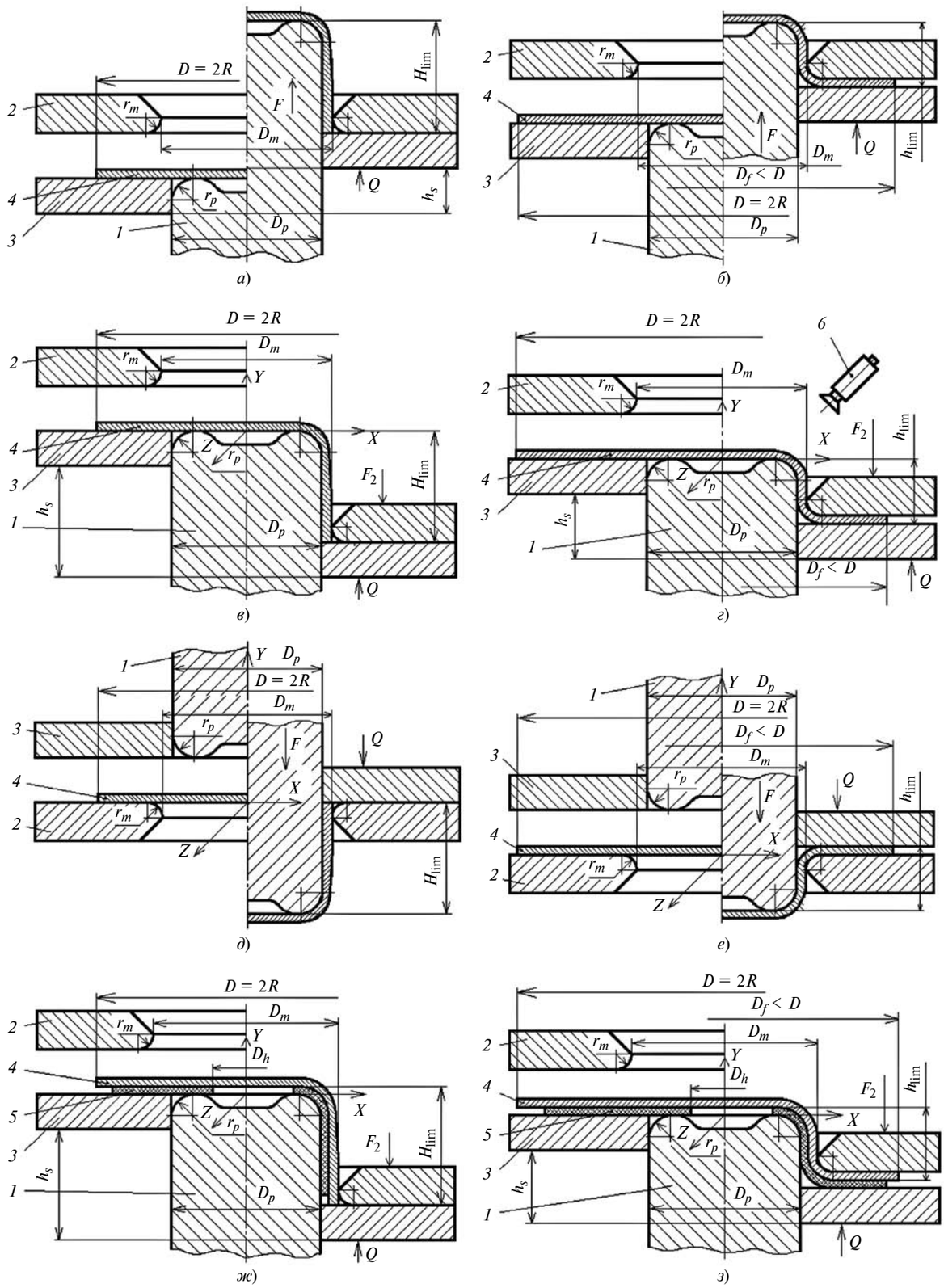


Рис. 1. Виды испытаний листового материала осесимметричной вытяжкой плоским пуансоном (слева — до вытяжки, справа — после вытяжки):

1 — пуансон; *2* — матрица; *3* — прижим; *4* — образец (или заготовка); *5* — антифрикционная прокладка; *6* — видеокамеры

Ve0417.fm Page 64 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

прокладки (из материала заготовки) без отверстий или с отверстиями (см. рис. 1 и 2). Для уменьшения трения, царапин и задиров на заготовке при ее перемещении при вытяжке контактирующие с заготовкой или прокладкой поверхности инструмента облицовывают или выполняют из антифрикционного материала, например из бронзы (рис. 2, *а—г*, поз. *1*), или на инструмент наносят порошковое покрытие из антифрикционного материала. На основании схем, представленных на рис. 1 и 2, спроектированы другие схемы испытаний, например, на вытяжку конических и ступенчатых деталей, комбинированную вытяжку с утонением стенки детали, а также с использованием в штампе перетяжных ребер и порогов.

Из предельной заготовки диаметром D_{lim} возможна надежная вытяжка детали с предельной высотой

$$H'_{\text{lim}} = H_{\text{lim}}[(d_1 + d_2)/2] = H_{\text{lim}}/d_{12} = \\ = H_{\text{lim}}/[(D_m + D_p)/2]$$

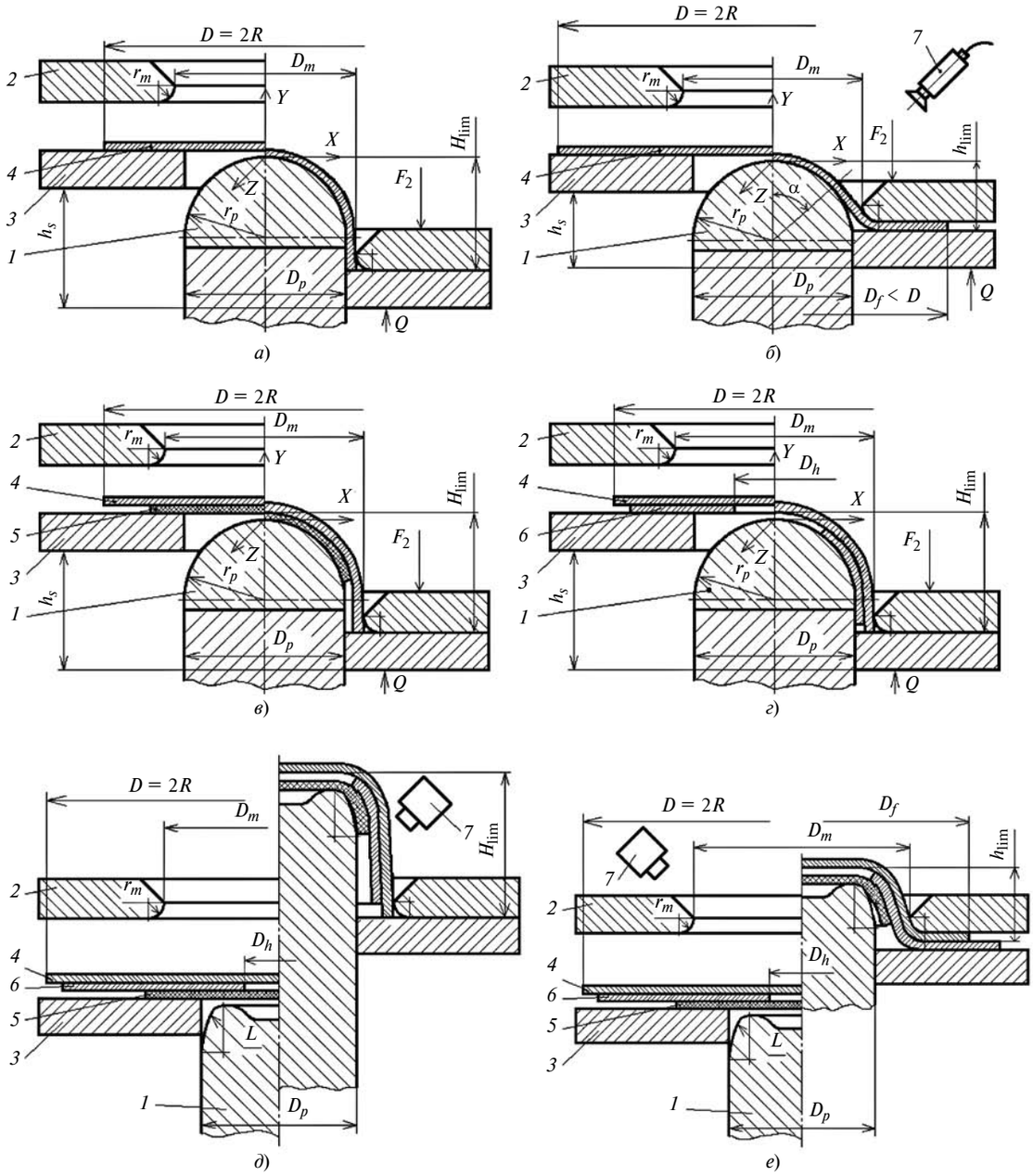


Рис. 2. Виды испытаний листового материала осесимметричной вытяжкой полусферическим пуансоном и пуансоном сложной формы: *1* — пуансон; *2* — матрица; *3* — прижим; *4* — образец; *5* — антифрикционная прокладка; *6* — технологическая прокладка; *7* — видеокамеры

Ve0417.fm Page 65 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

пуансоном на проход в матрицу с предельным коэффициентом вытяжки

$$K_{\lim} = D_{\lim}/[(d_1 + d_2)/2] = D_{\lim}/d_{12} = \\ = D_{\lim}/[(D_m + D_p)/2]$$

и предельной силой вытяжки

$$F_{\lim} = F_1 - Q,$$

где d_1 — максимальный (для конических и ступенчатых деталей) наружный диаметр стенки детали между скруглений дна и фланца (если имеется), равный диаметру D_m матрицы; d_2 — минимальный внутренний диаметр стенки детали, равный диаметру D_p пуансона; $d_{12} = (d_1 + d_2)/2$ — средний диаметр детали; $F_1 = F_{\lim} + Q$ — сила штамповки, определяемая приборами пресса и штампа или расчетами.

Если при $K_{\lim}$ выполнить незавершенную (не на проход) вытяжку, то получается деталь с узким фланцем.

Из запредельной заготовки вытяжка детали с широким фланцем возможна лишь на предельную глубину $h'_{\lim}$ со смещением края заготовки от D до D_f при $K_f = D/D_f$. После этого происходит отрыв дна от стенки вытягиваемой детали силой $F_f = F_{1f} - Q_f$ (Q или Q_f — минимальная сила прижатия от складкообразования фланца заготовки, которую определяют по справочникам и уточняют испытаниями). Вблизи отрыва по изменению наложенной сетки определяют ε_1, ε_2 [1] и переносят их на ДПД. Одновременно строят зависимость $h = f(K)$ при $K \geq K_{\lim}$, и если $K = K_{\lim}$, то $h = H_{\lim}$.

Дополнительно или вместо ДПД (если ДПД отсутствует) глубину $h' = h/d_{12} = h/[(D_p + D_m)/2]$ планируемой детали с фланцем, или глубину $H' = H/d_{12} = H/[(D_p + D_m)/2]$ детали без фланца с учетом обрезки неровного края детали после вытяжки на производстве сравнивают с $h'_{\lim} = h_{\lim}/d_{12}$ или $H'_{\lim} = H_{\lim}/d_{12}$, полученной натурными испытаниями или CAD/CAE-моделированием. Причем $H'_{\lim}$ определяют по наибольшей впадине на стенке детали; $H''_{\lim}$ — по наибольшему выступу, а степень неравномерности высоты (фестонообразование) составляет $\chi = 100(H''_{\lim} - H'_{\lim})/H'_{\lim}$ при коэффициенте анизотропии листа [1] $A_\theta = 100(\varepsilon_3 - \varepsilon_2)/(0{,}5\varepsilon_1)$, где θ — угол наклона большой оси овала ячейки сетки после испытания к направлению прокатки листа.

Если $P = (1 - h'/h'_{\lim})100 > P_{\lim}$ или $P = (1 - H'/H'_{\lim})100 > P_{\lim}$, где $P_{\lim}$ — запас пластичности заготовки [3], ориентировочно (в зависимости от условий испытаний) равный относительному равномерному удлинению δ_p заготовки по ГОСТ 11701—84, то изготовление детали рекомендуется. Размеры заготовки сначала определяют по справочникам из условия равенства срединной поверхности детали и заготовки. Затем уточняют размеры компьютерным моделированием и при отладке штампа для вытяжки.

При испытаниях регистрируют изменения предварительно нанесенной на заготовку сетки для построения точек ДПД $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$, а также таких показателей, как цвет и шероховатость поверхности заготовки до и после разрушения, вид трещины, $h'_{\lim}$, $H'_{\lim}$, $K_{\lim}$, K_f, α, $K'_{\lim} = 100[(D_{\lim} - d_{12})/D_{\lim}] = 100\{[D_{\lim} - (D_m + D_p)/2]/D_{\lim}\}$, минимальную толщину $s_{\min}$ заготовки вблизи разрушения, силы $F_{\lim}$, F_f, F_2, Q, $F_{2,f}$, Q_f, отношения $F_{\lim}/F_f$ и $(F_f - F_{\lim})/F_f$, пружинение стенки вытянутой детали на угол α_s после удаления со штампа, условия вытяжки без прижатия фланца заготовки и др. При этом способ и условия испытаний должны соответствовать условиям производства.

Способы и штампы для испытаний листового материала вытяжкой за одну операцию

Для построения ДПД и исследований штампуемости листового материала разработаны способы и штампы (рис. 3) для испытания вытяжкой вырезанных круглых (рис. 3, *б*) и прямоугольных заготовок без отрезки углов (см. рис. 3, *б* и *д*) или с отрезкой углов с покрытием и без покрытия с использованием смазочных материалов с помощью плоского пуансона *1* (см. рис. 3, *а*, *б*, *в*) или полусферического пуансона *1* (см. рис. 3, *г*, *д*, *е*). Для вырубки круглых заготовок требуется дорогостоящий штамп, для получения прямоугольной заготовки можно использовать ножницы. Кроме того, при отрезке ножницами экономится материал. Если при укладке в штамп углы квадратной заготовки расположить в направлении, при котором при вытяжке круглой заготовки на стенке вытянутой детали образуется максимальная впадина из-за анизотропии листа, то можно несколько увеличить предельную высоту детали после обрезки неровного края детали. Изменением параметров вытяжки получают точки ДПД.

Также исследовали влияние смазочных материалов и покрытий в сочетании с антифрикционными и технологическими прокладками. Работа штампов описана в статье [2]. Сравнивая коэффициент вытяжки $K = D/[(d_1 + d_2)/2] = D/[(D_p + D_m)/2]$ и глубину $h' = h/[(d_1 + d_2)/2] = h/[(D_p + D_m)/2]$ формоизменения, поля деформаций и напряжений в штампуемой детали с нанесенной сеткой с предельными значениями $K_{\lim}$, $h'_{\lim} = h_{\lim}/[(d_1 + d_2)/2]$, полями и ДПД после испытаний заготовок до разрушения, определяют запас пластичности в опасных

Ve0417.fm Page 66 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

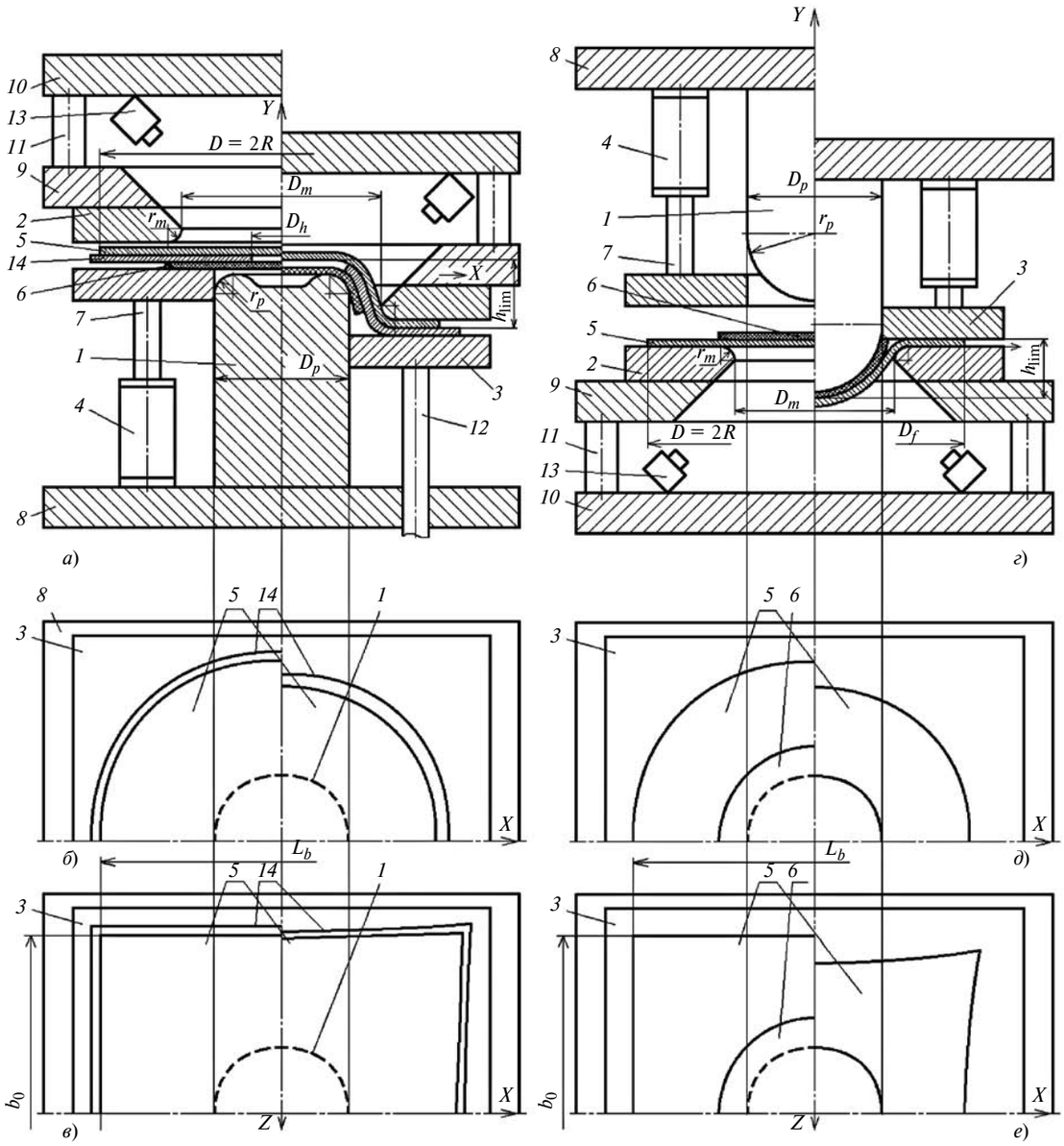


Рис. 3. Штампы для испытаний заготовок вытяжкой дном вверх (*а*—*в*) и вниз (*г*—*е*):

б, *в*, *д*, *е* — виды сверху на нижнюю половину штампов; *1* — пуансон; *2* — матрица; *3* — прижим; *4* — пружины; *5* — заготовка до вытяжки (слева от оси *Y*) и после вытяжки (справа от оси *Y*); *6* — антифрикционная прокладка; *7* — шток пружины; *8*—*10* — плиты; *11* — втулки; *12* — толкатели; *13* — видеокамеры; *14* — технологическая прокладка

зонах [1, 2]. Если запас пластичности недостаточен, разрабатывают мероприятия по улучшению штампуемости детали [4]. Размеры рабочих частей штампов для испытаний зависят от толщины s и размеров штампуемых деталей и других факторов. Для средних деталей диаметр пуансона для испытаний составляет $D_p \approx 100$ мм; односторонний зазор между пуансоном и матрицей составляет $c_{pm} \approx s\sqrt{K_{\lim}}$, но при использовании антифрикционных и технологических прокладок зазор c_{pm} увеличивается на толщину этих прокладок; r_p и r_m равны нескольким s и выбираются по справочникам. Штампы предназначены также для установления рациональных параметров вытяжки: r_p, r_m, c_{pm}, Q и др.

Теория первой операции вытяжки

Для анализа механизма вытяжки листовой заготовки и создания на его основе проекта в CAD/CAE-системе разработана теория.

На рис. 4, *а* ввиду осевой симметрии приведена половина расчетной схемы вытяжки плоским пуансоном, а на рис. 4, *б* — схема вытяжки полусферическим пуансоном. Процесс вытяжки состоит из

Ve0417.fm Page 67 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

большого числа этапов [4]. На каждом j-м этапе задается приращение Δh_j и ход $h_j = h_{j-1} + \Delta h_j$ матрицы *2* (или пуансона *1*). Заготовка *6* сначала деформируется упруго, затем деформируются отдельные элементы и далее вся заготовка переходит в пластическое состояние (решение этих задач показано в работе [4]). Сначала плоская заготовка толщиной s_0 охватывает кромку с радиусом r_p пуансона *1* диаметром D_p и кромку с радиусом r_m матрицы *2* с диаметром проема D_m. При этом угол охватываемого сектора

$$\alpha = \pi/2 - \alpha_1 - \alpha_2.$$

Здесь

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg}[(r_p + r_m + s_0 - h)/(r_p + r_m + c_{pm})];$$

$$\alpha_2 = \arccos\left\{\frac{r_p + r_m + s_0}{\sqrt{[(r_p + r_m + s_0 - h)^2 + (r_0 - X_{O1})^2]}}\right\},$$

где $r_0 = X_{O1} + r_p + c_{pm} + r_m$; X_{O1} — абсцисса центра скругления пуансона радиусом r_p (см. рис. 4, *а*) или $X_{O1} = 0$ (см. рис. 4, *б*); $c_{pm} = (D_m - D_p)/2$ — зазор между пуансоном и матрицей.

Площадь срединной поверхности заготовки между центрами O_1 и O_2 скругления кромок, например, осесимметричных пуансона и матрицы до формоизменения составляла $A_0 = \pi(X_{O2}^2 - X_{O1}^2)$. После перемещения матрицы на Δh_j край заготовки с радиусом R сместился до радиуса R_j, поверхность между точками O_1 и O_2 увеличилась на втянутое из фланца приращение $\Delta A_j = A_j - A_0$, т. е. до A_j, состоящей из трех поверхностей: $A_j = A_{BM} + A_{MP} + A_{PC}$, которые описываются следующими образующими: дугой окружности BM по скруглению матрицы, приближенно прямой MP и дугой окружности PC по скруглению пуансона при их вращении вокруг оси Y. Они равны произведению длин l_{BM}, l_{MP}, l_{PC} (средняя линия заготовки) и длины окружности центров тяжести этих линий с абсциссами X_{BM}, X_{MP} и X_{PC}. Эти длины известны:

$$l_{BM} = (r_m + s_0/2)\alpha;$$

$$l_{MP} = \sqrt{\left\{\left[r_0 - \left(r_m + \frac{s_0}{2}\right)\sin\alpha - \left(r_p + \frac{s_0}{2}\right)\sin\alpha\right]^2 + \left[r_m + s_0 - h + \left(r_m + \frac{s_0}{2}\right)\cos\alpha - r_p + \left(r_p + \frac{s_0}{2}\right)\cos\alpha\right]^2\right\}};$$

$$l_{PC} = (r_p + s_0/2)\alpha,$$

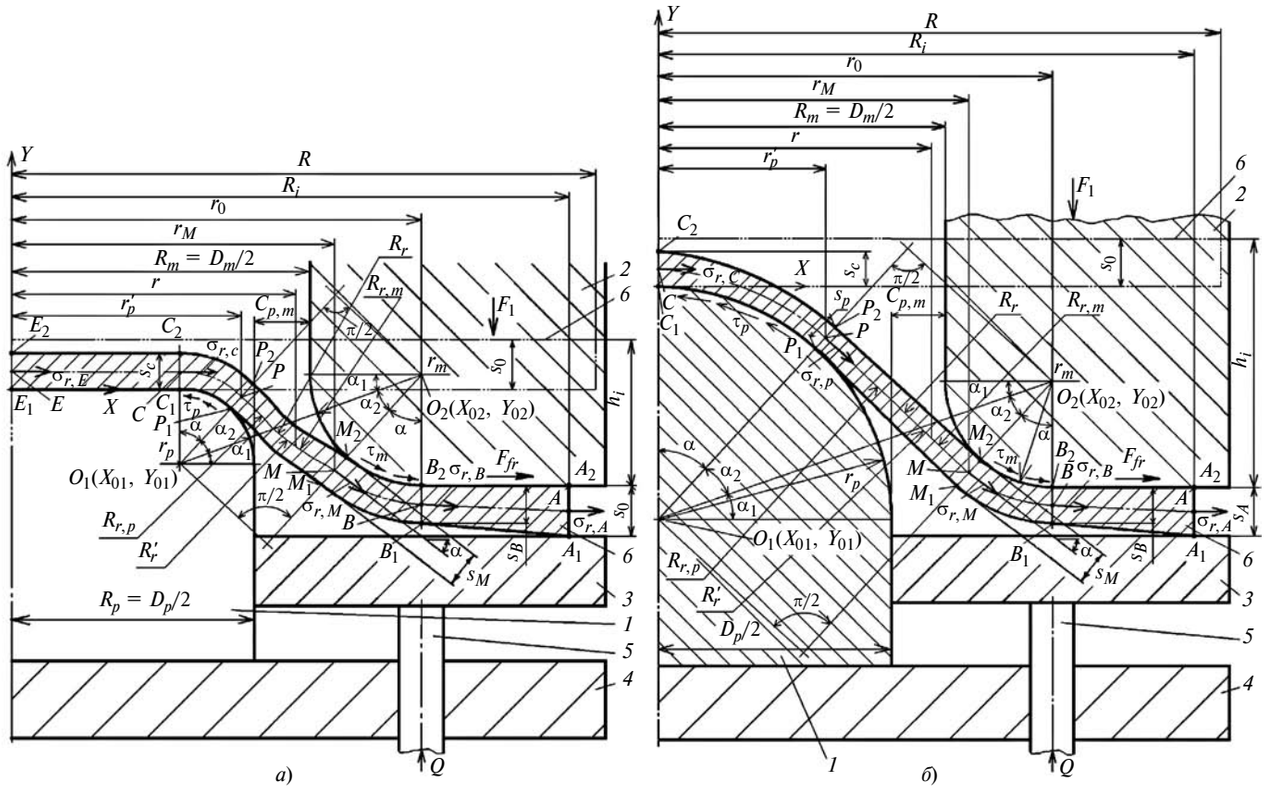


Рис. 4. Расчетные схемы вытяжки плоским (*а*) и полусферическим (*б*) пуансонами:

1 — пуансон; *2* — матрица; *3* — прижим; *4* — нижняя плита; *5* — толкатели от подушки пресса или пружин; *6* — заготовка до (–··–) и после (——) вытяжки

Ve0417.fm Page 68 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

где сначала выпуклая от кромки матрицы (с тем же знаком кривизны, что и кромка матрицы с радиусом r_m), а затем вогнутая образующая MP срединной поверхности участка MP аппроксимирована прямой.

Абсциссу X_{BM} центра тяжести дуги BM окружности, описываемую уравнением

$$Y = r_m + s_0 - h - \sqrt{[(r_m + s_0/2)^2 - (X - r_0)^2]},$$

рассчитываем по формуле

$$X_{BM} = (1/l_{BM})\int X\sqrt{[1 + (\mathrm{d}Y/\mathrm{d}X)^2]}\mathrm{d}X,$$

а нижний и верхний пределы интеграла по формулам

$$X_M = r_0 - (r_m + s_0/2)\sin\alpha;$$

$$X_B = r_0.$$

Площадь A_{BM} составит $2\pi X_{BM} l_{BM}$.

Аналогично рассчитаем площади A_{MP} и A_{PC}.

Из уравнения $\Delta A_j = \pi X_{O2}^2 - \pi(X_{O2} - \Delta u_{Bj})^2$ определим приращение перемещения точки B на внутреннем контуре фланца радиуса r_0:

$$\Delta u_{Bj} = X_{O2} - \sqrt{(X_{O2}^2 - \Delta A_j/\pi)}.$$

На следующем $(j + 1)$-м этапе аналогично рассчитываются A_{j+1}, $\Delta A_{j+1} = A_{j+1} - A_j$, Δu_{Bj+1}. Задача определения перемещений и деформаций элементов в очаге деформации фланца между прижимными поверхностями матрицы и прижима штампа, в частности, приращения Δu_{Rj} перемещения контура заготовки текущего радиуса R_{j-1} и нового радиуса заготовки R_j после завершения j-го этапа вытяжки ($R_j = R_{j-1} - \Delta u_{Rj}$), решена в работе [4].

Напряженное состояние участков AB, BM, MP и PC будем определять, начиная от перемещающегося края A_1A_2 заготовки. Если на фланце AB выделить элементарное круговое кольцо вблизи края заготовки, то по мере вытяжки ширина этого кольца будет увеличиваться в результате растяжения радиальным напряжением σ_r. Так как диаметры этого кольца по мере приближения к оси Y будут уменьшаться, то в тангенциальном (широтном или окружном) направлении будет действовать сжимающее напряжение σ_θ. Распределение напряжений σ_r, σ_θ вдоль r участка AB можно определить аналитически, решая совместно уравнение равновесия $\mathrm{d}\sigma_r/\mathrm{d}r + (\sigma_r - \sigma_\theta)/r = 0$ и уравнение пластичности $\sigma_r - \sigma_\theta = \sigma_s$. После интегрирования с учетом граничного условия ($r = R_j$, $\sigma_r = \sigma_{rA} = 0$) получим $\sigma_r = \sigma_s \ln(R_j/r)$, где напряжение σ_s текучести, увеличивающееся ввиду упрочнения элементов заготовки с накопленной за все предыдущие $(j - 1)$-е этапы интенсивностью ε_i деформаций, определяется по формуле [4]

$$\sigma_s = \sigma_{0,2} + \sigma_в(1 + \delta_р)\varepsilon_i^n,$$

где $n = \ln\{1 - \sigma_{0,2}/[\sigma_в(1 + \delta_р)]\}/\ln[\ln(1 + \delta_р)]$; $\sigma_{0,2}$ (или $\sigma_т$) и $\sigma_в$ — пределы текучести и прочности по ГОСТ 11701—84.

В сечении B_1B_2 с радиусом $r_0 = X_{O1} + r_p + c_{pm} + r_m$ на границе между первым (AB) и вторым (BM) участками напряжение составит $\sigma'_{rB} = \sigma_s \ln\{R_j/r_0\}$.

Напряжение σ_θ находим из уравнения пластичности. Из уравнения связи напряжений и деформаций $(\sigma_r - \sigma_y)/(\sigma_\theta - \sigma_y) = (\varepsilon_r - \varepsilon_y)(\varepsilon_\theta - \varepsilon_y)$ для плоского напряженного состояния при $\sigma_y \approx 0$ можно найти поле радиальной (ε_r) широтной (ε_θ) деформаций, а также в направлении толщины по оси $Y(\varepsilon_y)$.

К напряжению σ'_{rB} в точке B добавим величину $\Delta\sigma_{fr} = \mu'_m Q/(2\pi r_0 s)$ — поправка на трение при перемещении элементов фланца AB между прижимными поверхностями матрицы и прижима штампа. Получим: $\sigma_{rB} = \sigma'_{rB} + \Delta\sigma_{fr}$, где μ'_m — коэффициент трения заготовки о поверхность A_2B_2 матрицы (определяем по справочнику); $s \approx s_0$; минимальную (только для устранения складкообразования) силу Q прижатия фланца заготовки выбираем по справочнику и уточняем при испытании.

Напряжение σ_{rM} на границе радиуса r_M контакта второго участка с кромкой матрицы радиуса r_m в сечении M_1M_2 составит:

$$\sigma_{rM} = (\sigma_{rB} + \Delta\sigma'_m)C_{frm} + \Delta\sigma''_m.$$

При этом учтены изгиб $\Delta\sigma'_m = \sigma_s s/(4r_m + 2s)$ на кромке матрицы; удельные силы трения τ_m на кромке матрицы: $C_{frm} = \exp(\mu''_m\alpha)$; спрямление изогнутых элементов при сходе с кромки матрицы на участок MP: $\Delta\sigma''_m = \sigma_s s/(4r_m + 2s)$; как правило, $\mu''_m = \mu'_m$.

На участке MP выделим элемент двумя проходящими через ось Y радиальными плоскостями с углом $\mathrm{d}\theta$ между ними и двумя перпендикулярными к ним широтными плоскостями и рассмотрим условие равновесия при проектировании сил на нормаль к срединной поверхности элемента. Получим:

$$\sigma_r/R_r + \sigma_\theta/R_\theta - \sigma_k/s = 0.$$

На участке MP контактное напряжение σ_k равно нулю, а радиусы кривизны в радиальном (R_r) и широтном (R_θ) сечениях связаны с напряжениями σ_r

Ve0417.fm Page 69 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

и σ_θ: $R_r = -R_\theta\sigma_r/\sigma_\theta$. Если напряжение σ_r является растягивающим во всей заготовке, то напряжения σ_θ во фланце и на участке контакта заготовки с кромкой матрицы радиуса r_m — сжимающее, а в центре на участке контакта заготовки с кромкой пуансона радиуса r_p — растягивающее. При изменении знака напряжения σ_θ изменяется и знак кривизны образующей MP с изменяющимися радиусами $R_{r,m}$, R'_r, R_r, $R_{r,p}$ (см. рис. 4).

Из равенства силы вытяжки в сечениях M_1M_2 и P_1P_2, т. е. $2\pi r_M s_M \sigma_{rM}\sin\alpha = 2\pi r'_P s_P \sigma_{rP}\sin\alpha$, при $s_M \approx s_P$ получим напряжение σ_{rP} на границе контакта с пуансоном участка MP радиуса r'_P в точке P в сечении P_1P_2:

$$\sigma_{rP} = \sigma_{rM} r_M / r'_P,$$

где $r_M = r_0 - (r_m + s_0/2)\sin\alpha$; $r'_P = X_{O1} + (r_p + s_0/2)\sin\alpha$.

Изгиб и трение участка PC по кромке пуансона радиуса r_p учитываем поправками так же, как и на изгиб и трение по кромке матрицы:

$$\Delta\sigma_p = [\sigma_s s/(4r_p + 2s)]C_{frp},$$

где $C_{frp} = \exp(\mu_p\alpha)$ (μ_p — коэффициент трения заготовки о пуансон).

При вытяжке под действием изгибающих моментов дно заготовки немного отходит от плоского торца пуансона, поэтому на участке C_1E_1 (см. рис. 4, *а*) силами трения заготовки о пуансон пренебрегаем.

На всех этапах вытяжки определяем максимальное растягивающее напряжение $\sigma_{r\max}$ на границе радиуса r'_P контакта заготовки с пуансоном радиуса r_p в опасном сечении P_1P_2 минимальной толщины s_P: $\sigma_{r\max} = \sigma_{rP} + \Delta\sigma_p$, которое по ходу матрицы (h_j) сначала увеличивается (упрочнение фланца превалирует над уменьшением его размеров) от нуля до экстремального значения, а затем плавно уменьшается (уменьшение размеров фланца превалирует над его упрочнением) при вытяжке предельной заготовки и резко уменьшается в момент разрыва запредельной заготовки в опасном сечении с минимальной толщиной.

Коэффициент трения в паре заготовка—пуансон максимально уменьшают применением смазочного материала, антифрикционных и технологических прокладок. Силы трения препятствуют растяжению и утонению элементов заготовки при перемещении их по поверхности пуансона, поэтому опасное сечение, как правило, находится вблизи границы контакта заготовки с пуансоном в сечении P_1P_2.

Запредельные заготовки испытывают до разрыва. При вытяжке деталей на производстве этого допускать нельзя, поэтому необходимо соблюдать условия, приведенные в работах [1, 2], а также одно из условий $|(s_P - s_0)/s_0| < \delta_p$ или $\sigma_{r\max} < \sigma_в(1 + \delta_p)$. Задав одно из условий, можно определить рациональные параметры вытяжки. Если эти условия выполняются с большим запасом пластичности, то для изготовления детали можно использовать менее дорогой материал той же или меньшей толщины.

Силу на каждом этапе вытяжки рассчитывают по формуле $F = 2\pi r'_P s_P \sigma_{r\max}\sin\alpha$, при этом можно принять $s_P \approx s_0$ и суммарную силу на штампе $F_1 = F + Q$. Если можно измерить силу F (например, при вытяжке заготовки на испытательной машине), то $\sigma_{r\max}$ можно рассчитать по формуле для силы F. Работа вытяжки равна интегралу от силы F_1 по ходу h штампа. Работу, так же как и силу, учитывают при выборе пресса или испытательной машины, а также при проектировании специальной установки с гидроприводом для испытаний материалов.

Испытания для последующих операций вытяжки

Если на первой операции $K > K_{\lim}$ и из плоской заготовки невозможно вытянуть деталь с заданными размерами, то вторую операцию вытяжки детали проектируют после первой операции из полученного полуфабриката, а если и за две операции невозможно вытянуть деталь, то проектируют третью операцию, т. е. проектируют операции вытяжки до тех пор, когда вытяжка детали станет возможной без разрушения заготовки. Испытания на последующие операции вытяжки классифицируют по тем же признакам, что и для первой операции, но есть отличия.

Первую операцию вытяжки осесимметричного полуфабриката со средним диаметром стенки $d^{(1)}_{12\lim} = D_{\lim}/K_{\lim}$ проектируют так, чтобы максимально использовать пластические свойства плоской заготовки. Вторую операцию вытяжки проектируют с условием, что из предельного первого полуфабриката диаметром $d^{(1)}_{12\lim}$ еще можно надежно вытянуть предельный второй полуфабрикат пуансоном на проход в матрицу с предельным коэффициентом вытяжки

$$K^{(2)}_{\lim} = d^{(1)}_{12\lim}/[(d^{(2)}_1 + d^{(2)}_2)/2] =$$
$$= d^{(1)}_{12\lim}/d^{(2)}_{12\lim} = d^{(1)}_{12\lim}/[(D_{m2} + D_{p2})/2],$$

предельной высотой

$$H'_{\lim 2} = H_{\lim 2}/[(d^{(2)}_1 + d^{(2)}_2)/2] =$$
$$= H_{\lim 2}/d^{(2)}_{12\lim} = H_{\lim 2}/[(D_{m2} + D_{p2})/2]$$

Ve0417.fm Page 70 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

и предельной силой вытяжки

$$F_{\text{lim}2} = F_2 - Q,$$

где $d_1^{(2)}$ — максимальный (для конических и ступенчатых деталей) наружный диаметр стенки вытягиваемого второго полуфабриката между скруглениями дна и фланца (если имеется фланец), равный диаметру матрицы D_{m2}; $d_2^{(2)}$ — минимальный внутренний диаметр стенки второго полуфабриката, равный диаметру пуансона D_{p2}; $d_{12\text{lim}}^{(2)} = (d_1^{(2)} + d_2^{(2)})/2$; $F_2 = F_{\text{lim}2} + Q$ — сила штамповки по приборам пресса и штампа или из расчета, приведенного в работе [4].

Аналогично проектируют третью ($n = 3$) и последующие n-е операции вытяжки. Предельные коэффициенты K_{lim} и $K_{\text{lim}}^{(n)}$ вытяжки соответственно для первой и n-й операций рассчитывают на основании справочных данных, теории, приведенной выше и в работе [4], CAD/CAE-моделирования и уточняют при отладке штампов.

При проведении испытаний на n-ю операцию вблизи опасного сечения с минимальной толщиной, где при задании коэффициента вытяжки больше предельного коэффициента $K_{\text{lim}}^{(n)}$ произойдет отрыв дна от стенки полуфабриката, по изменению наложенной сетки определяют ε_1, ε_2 [1] и наносят их на ДПД. В дополнение или вместо ДПД (если ДПД отсутствует) глубину планируемой для вытяжки детали с фланцем $h' = h/d_{12}$ или без фланца $H' = H/d_{12}$ с учетом обрезки неровного края детали после вытяжки на производстве сравнивают с $h_{\text{lim}}'^{(n)}$ или $H_{\text{lim}}'^{(n)}$, полученной в результате испытаний на n-ю вытяжку. Если размеры детали соответствуют размерам полуфабриката после n-й вытяжки и $P = (1 - h'/h_{\text{lim}}'^{(n)})100 > P_{\text{lim}}$ или $P = (1 - H'/H_{\text{lim}}'^{(n)}) \times 100 > P_{\text{lim}}$, то деталь рекомендуется к изготовлению на производстве за n операций вытяжки.

Способ и штамп для испытаний листового материала вытяжкой за *n* операций

Для построения ДПД, а также для исследований штампуемости листового материала разработаны способ и штамп (рис. 5) для испытаний вытяжкой за две операции вырезанных круглых и прямоугольных, в частности, квадратных заготовок без отрезки углов или с отрезкой углов с покрытием, а также без покрытия с использованием разных смазочных материалов, антифрикционных пленок и прокладок с помощью плоского пуансона *2*. После установки штампа на имеющийся в любом прессовом производстве стандартный пресс простого действия при ходе ползуна пресса вниз сначала осуществляется первая операция вытяжки плоской заготовки *1* с помощью пуансона *2*, матрицы *3* и прижима *4* с силой прижатия фланца заготовки от складкообразования от проволочных, газовых или гидропружин *5* (на рис. 5 слева от оси симметрии). Когда сила F_1 начинает уменьшаться, исчезает опасность разрушения заготовки от дополнительного воздействия второго пуансона *6*, который с силой F_2 от подушки пресса начинает втягивать полуфабрикат, полученный при первой операции, в матрицу *7*, и получается второй полуфабрикат (на рис. 5 справа от оси симметрии). Аналогично внутри второго пуансона *6* можно разместить третий пуансон с приводом и третьей матрицей над второй матрицей *7*, а внутри третьего пуансона — четвертый пуансон, и т. д.

Спроектированы не только плоские пуансоны, но и полусферические, полуэллипсоидные и др. Если второй пуансон *6* разместить вверху, то можно выполнять испытания на реверсивную вытяжку второго полуфабриката в отверстие первого пуансона *2*, как во вторую матрицу.

Теория вытяжки n-го полуфабриката из $(n-1)$-го, критерии начала разрыва заготовки и окончания испытания, характер разрыва и качество поверхности заготовки вблизи разрыва приведены в работах [3, 4].

Расчетная модель CAD/CAE-моделирования

В исследовании деформирования и в проектировании вытяжки листового материала использовали компьютерное моделирование, как и в работах [1—4], а именно CAD/CAE-систему Marc корпорации MSC Software (США).

Сначала создают расчетную модель испытания на основании рис. 5. Важно, что данная модель позволяет делить на объемные конечные элементы (КЭ) только один раз плоскую или предварительно изогнутую заготовку (и не делить на КЭ пространственный полуфабрикат после каждой операции вытяжки), так как далее на каждой последующей операции вытяжки деформируется полуфабрикат, уже разделенный на КЭ. Можно добавлять в эту модель новые пуансоны и матрицы для увеличения числа операций вытяжки, менять местами пуансон и матрицу и задавать различные перемещения любому пуансону и соответствующей ему матрице, например, для моделирования испытания на реверсивную вытяжку. Можно исследовать влияние на процесс вытяжки как внешней конфигурации заготовки, так и конфигурации возможных отверстий в заготовке.

В данном CAD/CAE-проекте ввиду осевой симметрии на объемные КЭ разбивали только четверть заготовки. Далее задавали граничные усло-

Ve0417.fm Page 71 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

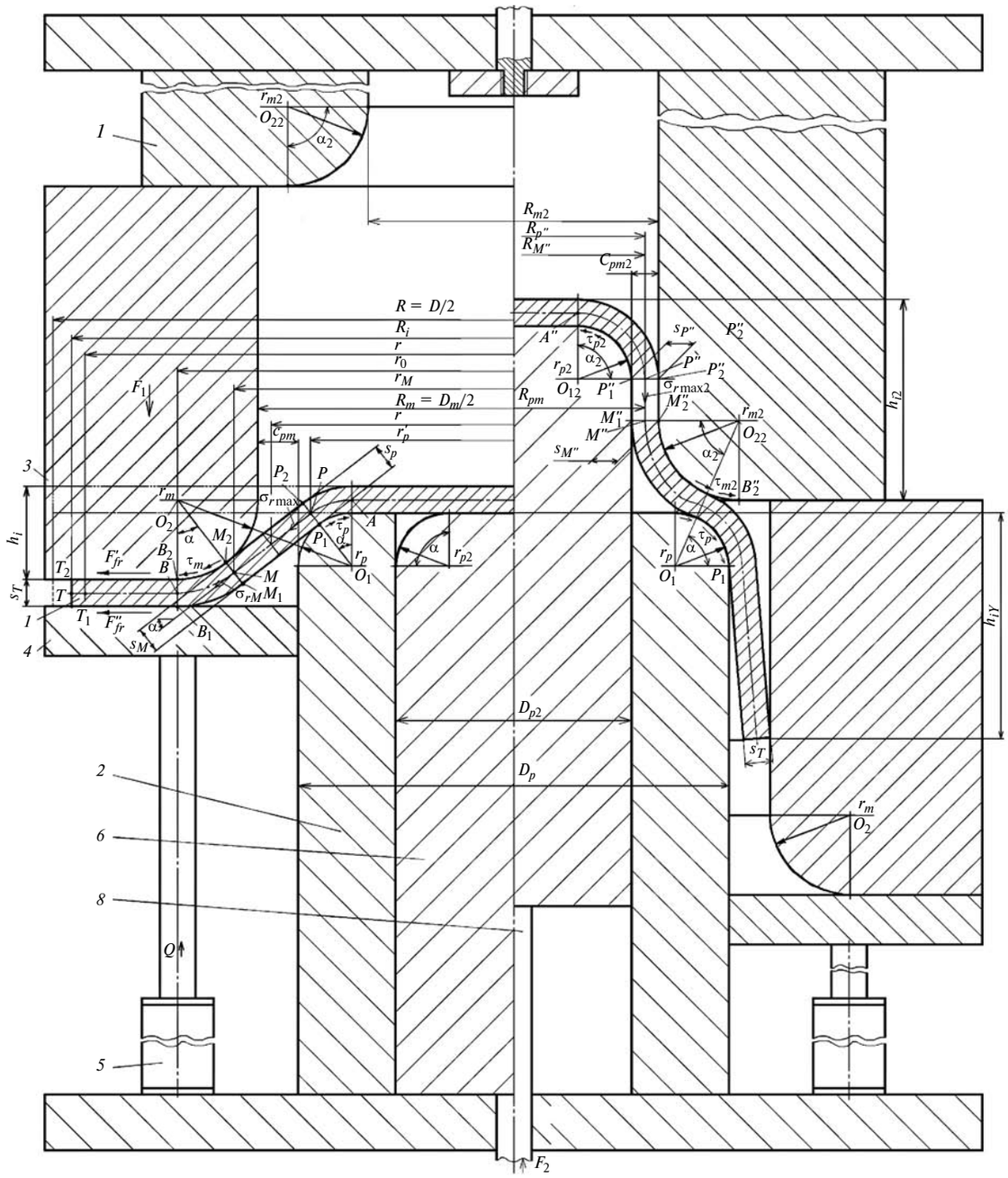


Рис. 5. Штамп для испытаний вытяжкой на первой и второй операциях:
1 — заготовка; *2* — первый пуансон; *3* — первая матрица; *4* — прижим; *5* — пружины; *6* — второй пуансон; *7* — вторая матрица; *8* — толкатель от подушки пресса

вия в виде запрета на перемещение узлов сетки КЭ перпендикулярно плоскостям симметрии. Для построения точек ДПД сначала моделируют первую операцию вытяжки первого полуфабриката из вырезанной круглой заготовки со следующими параметрами: наружный диаметр первого полуфабриката $d_1 = D_m = 100$ мм; внутренний диаметр $d_2 = D_p = 97$ мм; высота $H^{(1)}$ с учетом припуска $\Delta H = 5$ мм на обрезку неровной стенки стакана после вытяжки составляет $H^{(1)} = 70$ мм; диаметр заготовки $D = 2R = 196$ мм; $s_0 = 0{,}7$ мм; $r_p = 6$ мм; $r_m = 10$ мм; $K = D/[(d_1 + d_2)/2] = D/d_{12} = 1{,}99$.

Затем моделируют вторую операцию вытяжки второго полуфабриката из первого полуфабриката со следующими параметрами: $d_1^{(2)} = D_m^{(2)} = 76$ мм; $d_2^{(2)} = D_p^{(2)} = 73$ мм; $r_{p2} = 6$ мм; $r_{m2} = 10$ мм;

Ve0417.fm Page 72 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

$K^{(2)} = [(d_1 + d_2)/2]/[(d_1^{(2)} + d_2^{(2)})/2] = 1{,}322$. При определении предельных параметров вытяжки диаметр заготовки постепенно увеличивали, а диаметр второго пуансона уменьшали.

На основании равномерного удлинения $\delta_р$ и коэффициента R_a анизотропии рассчитали деформацию $\varepsilon_{bр}$ при растяжении заготовки или узкого образца с размерами $s_0 \times b_0 \times l_0$ по ГОСТ 11701—84. В момент окончания равномерного удлинения и начала образования шейки образец будет иметь размеры $s_р \times b_р \times l_р$, при этом $\delta_{lр} = \delta_р = (l_р - l_0)/l_0$; $R_a = \ln(b_р/b_0)/\ln(s_р/s_0) = \ln(b_р/b_0)/\ln[l_0 b_0/(l_р b_р)]$; $\varepsilon_{lр} = \ln(l_р/l_0) = \ln(1 + \delta_{lр})$, тогда $\varepsilon_{bр} = \ln(b_р/b_0) = [-R_a/(1 + R_a)]\ln(1 + \delta_{lр})$, а из уравнений $\varepsilon_{bр} = \ln(1 + \delta_{bр})$ и $\delta_{bр} = (b_р - b_0)/b_0$ получим уравнение относительной деформации по ширине: $\delta_{bр} = \exp(\varepsilon_{bр}) - 1$. Из условия несжимаемости заготовки: $\varepsilon_{lр} + \varepsilon_{bр} + \varepsilon_{sр} = 0$, найдем: $\varepsilon_{sр} = -\varepsilon_{lр} - \varepsilon_{bр}$; $\delta_{sр} = (s_р - s_0)/s_0 = \exp(\varepsilon_{sр}) - 1$. Аналогично определим ε_b для $\delta < \delta_р$ и R_a.

Исследуем оцинкованную низкоуглеродистую сталь 01ЮТ ВОСВ ГЦ (ТУ 14-105-685—2002; ВОСВ — весьма особо сложная вытяжка; ГЦ — горячеоцинкованный прокат) толщиной $s_0 = 0{,}7$ мм, которая имеет следующие показатели: предел текучести $\sigma_{0,2}$ или $\sigma_т = 171$ Н/мм^2; предел прочности $\sigma_в = 304$ Н/мм^2; $\delta_р = \delta_{lр} = 0{,}24$; относительное удлинение $\delta = (l - l_0)/l_0$; для образцов с $l_0 = 80$ мм после разрыва $\delta_{fc} = \delta_{80} = (l_{fc} - l_0)/l_0 = 0{,}408$; $R_a = 2{,}722$ при $\theta = 90°$ (θ — угол вырезки образца относительно направления прокатки); $\varepsilon_{fc} = \ln(1 + \delta_{fc}) = 0{,}342$.

Расчетами получено: $\varepsilon_{lр} = \varepsilon_{1р} = 0{,}215$; $\varepsilon_{bр} = \varepsilon_{2р} = -0{,}157$; $\delta_{bр} = -0{,}145$; $\varepsilon_{sр} = \varepsilon_{3р} = -0{,}058$; $\delta_{sр} = -0{,}0563$; $\delta_р/\delta_{fc} = 0{,}588$; $\sigma_{0,2}/\sigma_в = 0{,}562$.

Учет упрочнения по зависимости $\sigma_s = f(\varepsilon_i)$ или увеличение напряжения σ_s текучести по мере увеличения интенсивности ε_i деформаций элементов заготовки рассчитывали по формулам: $\sigma_s = \sigma_т + \sigma_в(1 + \delta_р)\varepsilon_i^n$ при $0 \le \varepsilon_i \le \varepsilon_{i\lim}$; $\sigma_s = \sigma_{s\lim} = \sigma_т + \sigma_в(1 + \delta_р)\varepsilon_{i\lim}^n = \text{const}$ при $\varepsilon_{i\lim} < \varepsilon_i \le \varepsilon_{i\max}$; $n = \ln\{1 - \sigma_{0,2}/[\sigma_в(1 + \delta_р)]\}/\ln[\ln(1 + \delta_р)]$ (данная диаграмма показана в работе [4]). При линейном растяжении изотропного материала $\varepsilon_{bр} = \varepsilon_{sр} = -0{,}5\varepsilon_{lр}$, поэтому для оценки анизотропии будем использовать коэффициент анизотропии [4]:

$$Z_\theta = (\varepsilon_{sр} - \varepsilon_{bр})/(0{,}5\varepsilon_{lр}),$$

где θ — угол наклона образца относительно направления прокатки листа (ГОСТ 11701—84).

Результаты CAD/CAE-моделирования

Исследован переход КЭ заготовки из упругого состояния в пластическое на основании уравнений пластичности в деформациях, обоснованных в работе [1]. Критерии начала разрушения полуфабриката и прекращения вытяжки приведены в работах [1, 2].

Из данных критериев наиболее важным является коэффициент C_s использования пластичности и коэффициент P_s запаса пластичности (до разрушения полуфабриката) для текущей толщины s в опасном сечении полуфабриката:

$$\varepsilon_s = |\ln(s/s_0)|, \quad C_s = \varepsilon_s/\varepsilon_{s\lim};$$

$$P_s = (1 - \varepsilon_s/\varepsilon_{s\lim})100,$$

где $\varepsilon_{s\lim}$ — предельная деформация по ДПУ (по модулю).

Если ДПУ нет, то при CAD/CAE-моделировании вытяжки детали рекомендуется, чтобы утонение ε_s детали не превышало $\varepsilon_{s\lim} = \ln(1 + \delta_р)$ или $\delta_s = |(s - s_0)/s_0| < \delta_р$, или $T_s = (1 - s/s_0) < \delta_р$.

На рис. 6 (см. обложку) показано распределение толщины s по поверхности первого полуфабриката на промежуточном этапе первой операции вытяжки с коэффициентом трения между заготовкой, пуансоном, матрицей и прижимом $\mu = 0{,}15$, когда показатели штампуемости [1, 2] достигли предельных значений, но без разрушения заготовки.

Видно, что фланец заготовки потерял устойчивость с образованием большого числа складок высотой, равной зазору между матрицей и прижимом. Целями испытаний также являются исследования процесса образования складок, их формы и числа в зависимости от Q. На практике из условия минимальной силы Q прижатия фланца заготовки (при большой силе Q происходит отрыв дна от стенки) с целью ее предельного формоизменения допускается такая высота складок, чтобы складки разглаживались при дальнейшей вытяжке и не переходили на стенки полуфабриката. На этом этапе (см. рис. 6) толщина s стенки вблизи радиуса r_p скругления пуансона достигла минимального значения, т. е. $s_{\min}$; на последующих этапах вытяжки $s_{\min}$ не изменяется.

На рис. 7 (см. обложку) показан первый полуфабрикат после первой операции вытяжки. На рис. 8 (см. обложку) показан второй полуфабрикат на промежуточном этапе второй операции вытяжки, а на рис. 9 (см. обложку) — второй полуфабрикат после второй операции вытяжки.

На первой и второй операциях силы трения затрудняют перемещение элементов заготовки по поверхности пуансона и их утонение, опасное место (синий цвет на рис. 6—9) с минимальной толщиной $s_{\min}$ и радиусом r_f от оси Y (где при запредельных параметрах вытяжки происходит разрыв

Ve0417.fm Page 73 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

заготовки) для $\mu = 0{,}15$ находится в зазоре между пунсоном и матрицей вблизи границы контакта заготовки с пуансоном. Аналогичные распределения для параметров деформированно-напряженного состояния заготовки и полуфабриката были получены и для других факторов испытания, например, при разных коэффициентах вытяжки и значениях μ, необходимых для построения точек на ДПД. Нулевой коэффициент трения соответствует наличию смазочного материала между поверхностями трения и антифрикционной и технологической прокладок или вытяжке заготовки с использованием жидкости в качестве пуансона.

Получено распределение толщины при вытяжке заготовки полуэллипсоидным пуансоном в матрицу с контуром отверстия в виде эллипса при $\mu = 0$ и 0,15. Такое испытание целесообразно для выявления влияния анизотропии на ДПД, если направление прокатки заготовок располагать под различными углами к оси полуэллипсоидного пуансона. Получены диаграммы для сил, действующих на инструменты штампа по ходу вытяжки заготовки; пример данной диаграммы приведен в работе [4].

После второй вытяжки полуфабрикат лежит на прижиме, полностью разгрузился от внешних сил и частично разгрузился от внутренних сил, так как имеются остаточные напряжения. При разгрузке под действием упругих деформаций форма полуфабриката исказилась, появились отклонения в размерах и угол пружинения стенки от вертикали, точность полуфабриката снизилась.

Теперь следует оценить, соответствует ли точность полуфабриката точности по ТУ на деталь, которую необходимо получить из данного полуфабриката после отрезания технологического припуска по краю стенки. Если не соответствует, в модели необходимо предусмотреть конструкторские и технологические мероприятия [4], которые можно реализовать на практике, для повышения точности полуфабриката после вытяжки. Затем моделирование повторяют, и так до тех пор, пока точность полуфабриката не будет соответствовать ТУ на готовую деталь. Для повышения точности часто полуфабрикат после вытяжки правят, а неровный край обрезают. CAD/CAE-моделирование позволяет построить контур заготовки с минимальным фестонообразованием и исключить обрезку.

Анализ рис. 6—9 показал удовлетворительную сходимость результатов теоретических исследований, CAD/CAE-моделирования и практических исследований.

На рис. 10 [2] показаны экспериментальные ДПД [$\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$], ДПУ [$\varepsilon_3 = f(\varepsilon_2)$], ДПИД [$\varepsilon_i = f(\varepsilon_2)$] и ДЛИН [$\varepsilon_i = f(\varepsilon_2)$] для стали 01ЮТ.

По испытаниям на вытяжку получен патент [5].

CAD/CAE-моделирование многооперационной осесимметричной вытяжки полуфабрикатов из листовых заготовок со свойствами по ГОСТ 11701—84

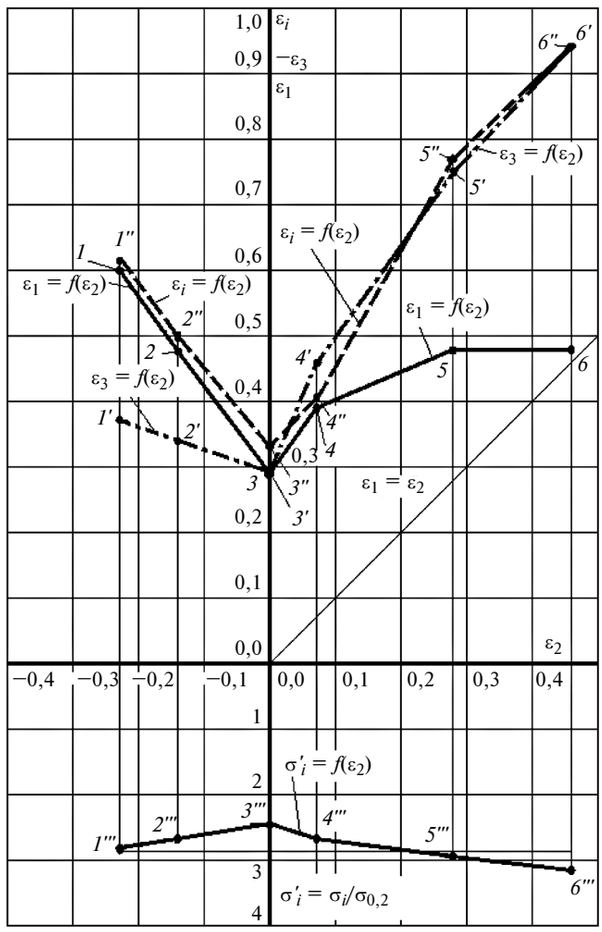


Рис. 10. Экспериментальные ДПД [$\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$] (——), ДПУ [$\varepsilon_3 = f(\varepsilon_2)$] (−··−), ДПИД [$\varepsilon_i = f(\varepsilon_2)$] (----) и ДПИН [$\varepsilon_i = f(\varepsilon_2)$]

полусферическим, плоским и полуэллипсоидным пуансонами можно использовать для построения ДПД, определения рациональных параметров вытяжки, выбора прессового оборудования, расчета вероятности разрушения заготовки, а также при разработке мероприятий по устранению разрушения заготовки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Классификация и теория // Вестник машиностроения. 2016. № 6. С. 51—58.

2. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Растяжение и обтяжка узких и широких заготовок // Вестник машиностроения. 2016. № 8. С. 55—64.

3. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Формовка листов, лент и полос // Вестник машиностроения. 2017. № 1. С. 67—75.

4. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении // Вестник машиностроения. 2012. № 8—12; 2013. № 2, 3.

5. **Пат. RU 2460985 C2:** МПК G01N 3/28 (2006.01). Способ испытания листового материала на пружинение и предельные параметры при вытяжке стакана с фланцем (варианты).

Ve0417.fm Page 74 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 621.9.06:681.5

Ф. Г. АМИРОВ, канд. техн. наук. (Азербайджанский ТУ, г. Баку), e-mail: fariz.67@mail.ru

Объединение инструментальных блоков в позиции механической обработки на многопоточных автоматических линиях

Рассмотрены вопросы оптимизации исходного технологического процесса механической обработки деталей инструментальными блоками в технологических операциях на многопоточной автоматической линии, состоящей из односторонних автоматов, каждый из которых реализует обработку одним блоком.

Ключевые слова: автоматическая линия, инструментальный блок, оборудование, инструмент, механическая обработка.

The problems of optimization of initial manufacturing process of mechanical operation of parts by tool blocks in manufacturing operations on multi-flow transfer line, consisting of one-sided automations, each of which implements machining by a single block, are considered.

Keywords: transfer line, tool block, equipment, tool, machining operation.

Современная автоматическая линия — сложная производственная восстанавливаемая система машин, комплекс технологического — основного и вспомогательного, и подъемно-транспортного оборудования, систем контроля и исправления, с помощью которых в определенной технологической последовательности и с определенным темпом изготовляется продукция определенного вида в требуемом количестве и необходимого качества [1—5].

Первостепенная роль в повышении технического уровня производства принадлежит машиностроению, которое должно развиваться динамично как в качественном, так и в количественном отношении. Поставлена задача повышения производительности труда в машиностроении путем комплексной автоматизации производства на базе широкого использования автоматических линий (АЛ), агрегатных станков (АС) и специальных станков (СС), внедрения прогрессивных технологических процессов, систем программного управления и обеспечения надежности АС и СС [3—6].

В результате комплексной автоматизации повышаются производительность труда и качество выпускаемой продукции, сокращается производственный цикл изготовления изделий [5—9].

При решении задачи оптимизации исходный технологический процесс (ТП) обработки детали инструментальными блоками представляется реализованным на многопоточной АЛ, состоящей из односторонних автоматов, каждый из которых реализует обработку одним блоком [1, 4—6, 10].

Особенностью такой линии является изменение числа необходимых единиц оборудования по ходу реализации ТП от одного инструментального блока (ИБ) к другому (рис. 1). Поскольку степень дублирования оборудования для конкретного блока (т. е. число параллельно работающих единиц оборудования, выполняющих обработку данным блоком) определена ранее из условия обеспечения ИБ требуемых производительности и качества обработки и не может быть уменьшена, то объединение блоков с разной степенью дублирования ведет к увеличению числа единиц оборудования для некоторых из них.

Рассмотрим подробнее возможные последствия объединения в позиции двух ИБ, один из которых требует N_1 единиц оборудования, а другой — N_2. Для однозначности будем полагать, что $N_2 > N_1$. Поскольку производительность каждого отдельно взятого ИБ обеспечена, то дополнительное увеличение числа единиц оборудования одного из них можно использовать для уменьшения затрат на эксплуатацию инструмента. С другой стороны, имеются два фактора, влияющих на изменение капитальных вложений: увеличение числа силовых узлов ведет к росту капитальных вложений, а уменьшение числа приспособлений, на которых базируется заготовка, и числа элементов несущей системы, определяющих положение этих приспособлений, ведет к снижению капитальных затрат.

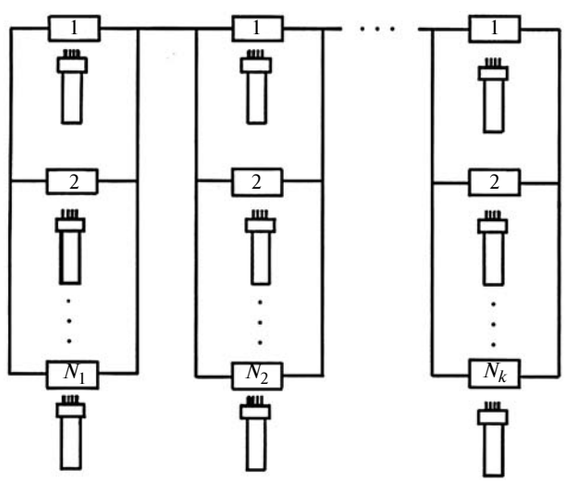


Рис. 1. Схема многопоточной автоматической линии из односторонних многоинструментальных автоматов

Ve0417.fm Page 75 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

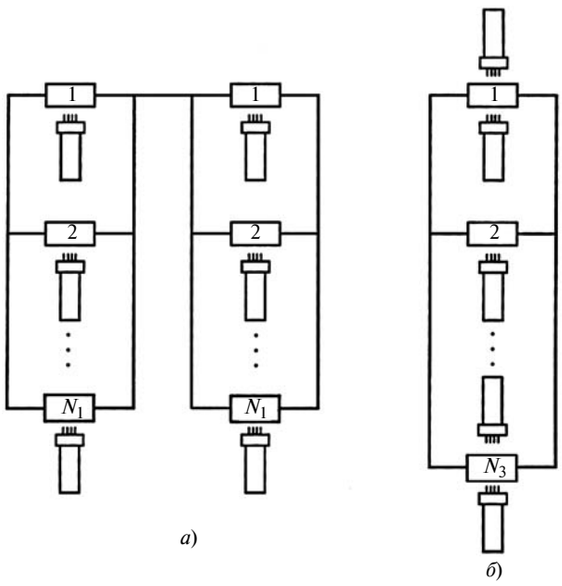


Рис. 2. Схемы многопоточной автоматической линии из односторонних станков (*а*), и полученной ее преобразованием многопоточной автоматической линии с двусторонними станками (*б*)

Кроме того, поскольку площади, занимаемые односторонними и двусторонними станками различаются, то необходимо учитывать фактор изменения занимаемой площади (рис. 2). Требуется также учитывать изменение затрат на амортизацию и плановые ремонты оборудования и затрат на энергию. Число наладчиков, несмотря на ожидаемое увеличение периода стойкости инструментов, будем считать постоянным. С учетом изменяющихся факторов объединения двух ИБ, требующих разного числа единиц оборудования в одной позиции АЛ, затраты, соответствующие заданной производительности, можно записать в виде следующего условия:

$$C_{и1} + C_{п1} + C_{э1} + C_{р1} + C_{а1} + \\ + E_н(N_1 + N_2)(A_{ср} + A_б) \le C_{и2} + C_{п2} + C_{э2} + \\ + C_{р2} + C_{а2} + E_н N_2(A_{ср} + 2A_б), \qquad (1)$$

где $C_{и1}$, $C_{и2}$ — затраты на эксплуатацию инструмента по вариантам с выполнением обработки первым и вторым блоками на отдельных станках и в одной позиции соответственно; $C_{п1}$, $C_{п2}$ — затраты на эксплуатацию производственной площади по вариантам с выполнением обработки первым и вторым блоками на отдельных станках и в одной позиции соответственно; $C_{э1}$, $C_{э2}$ — затраты на энергию по вариантам с выполнением обработки первым и вторым блоками на отдельных станках и в одной позиции соответственно; $C_{р1}$, $C_{р2}$ — затраты на ремонт оборудования по вариантам с выполнением обработки первым и вторым блоками на отдельных станках и в одной позиции соответственно; $C_{а1}$, $C_{а2}$ — затраты на амортизацию оборудования по вариантам с выполнением обработки первым и вторым блоками на отдельных станках и в одной позиции соответственно; N_1, N_2 — число единиц оборудования, необходимых для обеспечения требуемой производительности при обработке первым и вторым ИБ соответственно; $E_н$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений ($E_н = 0{,}15$); $A_{ср}$ — стоимость одного приспособления для закрепления заготовки совместно с элементами несущей системы, определяющими его положение на станке, и коммуникациями, обеспечивающими его работу; $A_б$ — стоимость силового узла, обеспечивающего обработку отдельным ИБ, совместно с элементами несущей системы, определяющими его положение в станке, и коммуникациями, обеспечивающими его работу.

Затраты на эксплуатацию инструментов по варианту с выполнением обработки первым и вторым ИБ на отдельных односторонних станках определяются выражением:

$$C_{и\,i} = N_1 Ф K_г \sum_{i=1}^{n_и} \frac{Ц_{и\,i} + k_{и\,i} З_з t_{з\,i}(1+\beta)}{(k_{и\,i}+1)T_{N_1 i}} + З_{и2},$$

где Ф — годовой фонд работы линии; $K_г$ — коэффициент готовности АЛ; $n_и$ — число инструментов в первом блоке; $Ц_{и\,i}$ — цена i-го инструмента в первом блоке; $k_{и\,i}$ — среднее число переточек i-го инструмента первого блока; $З_з$ — стоимость одной минуты переточки инструмента; $t_{з\,i}$ — среднее время заточки i-го инструмента первого ИБ; β — коэффициент накладных расходов заточного отделения ($\beta = 2{,}0$); T_{Ni} — математическое ожидание стойкости i-го инструмента первого блока в условиях обработки на N_1 единицах оборудования; $З_{и2}$ — затраты на эксплуатацию инструмента второго блока.

При объединении первых и вторых инструментальных блоков в одну позицию (см. рис. 2) их число выравнивается, т.е. $N_1 = N_3$ и $N_2 = N_3$. С учетом того, что $N_2 > N_1$, а $N_3 = \max\{N_1; N_2\} = N_2$, создаются благоприятные условия для увеличения периода стойкости инструментов первого ИБ за счет запаса производительности.

Затраты на эксплуатацию инструментов по варианту с выполнением обработки первым и вторым ИБ в одной позиции механической обработки линии и при условии сохранения неизменной общей производительности определяются выражением:

$$C_{и2} = N_1 Ф K_г \sum_{i=1}^{n_и} \frac{Ц_{и\,i} + k_{и\,i} З_з t_{з\,i}(1+\beta)}{(k_{и\,i}+1)T_{N_1 i}} \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^{\frac{1-m_i}{m_i}} + З_{и2},$$

где m_i — показатель степени при стойкости резания для i-го инструмента первого блока.

В тех случаях, когда режимы резания для первого ИБ не могут быть изменены (с целью повы-

Ve0417.fm Page 76 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

шения стойкости используемых инструментов), затраты на их эксплуатацию будут линейно возрастать в зависимости от числа инструментальных блоков:

$$C_{и2} = N_1 \Phi K_г \sum_{и=1}^{n_и} \frac{Ц_{и i} + k_{и i} З_з t_{з i}(1+\beta)}{(k_{и i}+1) T_{N_1 i}} + З_{и2}.$$

Затраты на эксплуатацию производственной площади по варианту с выполнением обработки первым и вторым ИБ на отдельных станках определяются выражением:

$$C_{п1} = S_I k_g (N_1 + N_2) Ц_п, \quad (2)$$

а по варианту с выполнением обработки данными блоками в одной позиции механической обработки они составят:

$$C_{п2} = S_{II} k_g N_2 Ц_п. \quad (3)$$

В формулах (2) и (3) S_I и S_{II} — площади, занимаемые соответственно односторонними и двусторонними станками; k_g — коэффициент, учитывающий дополнительную площадь ($k_g = 1{,}4$); $Ц_п$ — годовые затраты на эксплуатацию 1 м^2 площади.

Затраты на силовую электроэнергию по варианту с выполнением обработки первым и вторым ИБ на отдельных станках определяются как

$$C_{э1} = \frac{N_д k_д Ц_э}{\eta_д} N_1 \Phi K_г + З_{э2}, \quad (4)$$

а по варианту с выполнением обработки данными блоками в одной позиции механической обработки составляют:

$$C_{э2} = \frac{N_д k_д Ц_э}{\eta_д} N_2 \Phi K_г + З_{э2}. \quad (5)$$

В формулах (4) и (5) $З_{э2}$ — затраты энергии на обработку вторым инструментальным блоком; $N_д$ — мощность двигателя, обеспечивающего обработку первым блоком; $\eta_д$ — коэффициент полезного действия двигателя; $Ц_з$ — цена 1 кВт·ч электроэнергии; $k_д$ — коэффициент загруженности двигателя; $K_г$ — коэффициент готовности АЛ.

Затраты на ремонт оборудования по варианту с выполнением обработки первым и вторым инструментальными блоками на отдельных односторонних станках определяются выражением:

$$C_{р1} = (N_1 + N_2) \frac{З_м R_м + З_{эл} R_{эл}}{2}, \quad (6)$$

а по варианту с выполнением обработки данными блоками в одной позиции механической обработки составляют:

$$C_{р1} = N_2 (З_м R_м + З_{эл} R_{эл}). \quad (7)$$

В выражениях (6) и (7) $З_м$ и $З_{эл}$ — годовые затраты на единицу ремонтосложности механической и электрической частей соответственно; $R_м$ и $R_{эл}$ — средняя ремонтосложность соответственно механической и электрической частей двустороннего станка в линии.

Затраты на амортизацию оборудования по варианту с выполнением обработки первым и вторым инструментальными блоками на отдельных односторонних станках определяются выражением:

$$C_{а1} = \alpha (N_1 + N_2)(A_{ср} + A_б), \quad (8)$$

а по варианту с выполнением обработки данными блоками в одной позиции механической обработки составляют:

$$C_{а2} = \alpha N_2 (A_{ср} + 2A_б). \quad (9)$$

В выражениях (8) и (9) α — коэффициент амортизационных отчислений ($\alpha = 0{,}091$); $A_б$ — среднее значение стоимости одного ИБ с механизмами подачи; $A_{ср}$ — стоимость срединной части станка для установки заготовки на позицию обработки.

Для того чтобы оценить целесообразность объединения в одной позиции механической обработки рассматриваемых ИБ, преобразуем неравенство (1) в следующее выражение:

$$F_\Sigma = (C_{и2} - C_{и1}) + (C_{п2} - C_{п1}) + (C_{э2} - C_{э1}) + (C_{р2} - C_{р1}) + [E_н (N_2 A_б - N_1 (A_{ср} + A_б)] + (C_{а2} - C_{а1}). \quad (10)$$

Условие предпочтительности имеет вид: $F_\Sigma < 0$. Рассмотрим слагаемые, сгруппированные в выражении (10) в скобках. Как показал анализ влияния числа единиц оборудования на величину стойкости инструмента, расходы на его эксплуатацию снижаются с увеличением числа единиц оборудования при неизменной программе выпуска. В качестве примера рассмотрим достаточно широко распространенный частный случай, когда в ИБ объединены переходы по выполнению обработки одного вида (например, сверления). Тогда изменение расходов на инструмент можно определить из выражения:

$$F_и = C_{и2} - C_{и1} = N_1 \Phi K_г \sum_{i=1}^{n_и} \frac{Ц_{и i} + k_{и i} З_з t_{з i}(1+\beta)}{(k_{и i}+1) T_{N_1 i}} \left(\left(\frac{N_1}{N_2} \right)^{\frac{1-m_i}{m_i}} - 1 \right).$$

Анализ функции $F_и$ показывает, что максимальный положительный эффект дает дополнительное дублирование блока, выполняющего обработку более дорогим и менее стойким инструментом.

Заключение. Вычисление максимально допустимой степени дублирования для отдельных ИБ позволяет при необходимости рассматривать большее число возможных вариантов при решении за-

Ve0417.fm Page 77 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 669-1

Т. В. ПАВЛОВА, В. С. КАЛАШНИКОВ, А. Р. КОНДРАТЬЕВА, А. Я. КОЧУБЕЙ, канд. техн. наук (ФГУП ВИАМ, г. Москва), e-mail: Olegkashapov@yandex.ru

Усталостная прочность полуфабрикатов из титановых сплавов для изготовления моноколес компрессора газотурбинных двигателей

Приведены результаты металлографического исследования титанового сплава ВТ8-1, используемого для производства моноколес компрессора. Установлено, что поковки имеют слабо выраженную кристаллографическую структуру, которая мало влияет на механические свойства.

Ключевые слова: титановый сплав, многоцикловая усталость, предел прочности, текстура.

The results of metallographic research of BT8-1 titanium alloy, used at production of compressor bladed integrated disk, are presented. It is determined, that forgings have poorly resolved crystallographic structure, which has an insignificant influence on mechanical properties.

Keywords: titanium alloy, high-cycle fatigue, ultimate strength, grain orientation.

Сегодня титановые сплавы остаются основным материалом для изготовления деталей газотурбинных двигателей (ГТД) с рабочей температурой до 600 °С [1, 2]. Традиционная конструкция ступени рабочего колеса компрессора (разъемное соединение лопаток и диска со свободной посадкой лопаток в замке типа "ласточкин хвост") широко применялась в ГТД до четвертого поколения включительно. Изготовление рабочих колес из монолитной заготовки стало возможным с появлением четырех- и пятикоординатных обрабатывающих центров, что позволило конструкторам расширить применение монолитных центробежных ступеней компрессора. Преимуществом монолитной осевой ступени является снижение массы рабочего колеса вследствие снижения массы обода диска, в котором нет пазов для крепления лопаток, и исключения фреттинговых повреждений замков и пазов при эксплуатации изделий. За рубежом переход на изготовление моноколес многокоординатной механической обработкой заготовок из титановых сплавов закончился к середине 1990-х годов, т. е. на авиационных двигателях четвертого поколения.

Сейчас при изготовлении моноколес ГТД применяют электрохимические методы обработки и разные способы сварки трением заготовок дисков и лопаток с последующей механической обработкой лопаточного венца [3]. Однако при использовании монолитной заготовки из титановых сплавов возникают вопросы, связанные с обеспечением специальных требований и контроля "лопаточной зоны" крупных полуфабрикатов.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 74)

дачи оптимизации второго типа, т. е. когда исходная структура ТП обработки детали отдельными ИБ не обеспечивает требуемой производительности. В этом случае производительность может быть существенно повышена без встраивания накопителей — только за счет включения в позиции АЛ инструментальных блоков с завышенной степенью дублирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Демьянюк Ф. С.** Технологические основы поточно-автоматизированного производства. М.: Высшая школа, 1968. 700 с.

2. **Султан-заде Н. М., Загидуллин Р. Р.** Повышение производительности ГПС путем оптимизации расписаний // СТИН. 1996. № 12. С. 9—13.

3. **Амиров Ф. Г.** Пути повышения эффективности агрегатных станков и автоматических линий // Механика машиностроения. 2002. № 2. С. 35, 36.

4. **Амиров Ф. Г.** Особенности концентрации инструментальных блоков в позиции механической обработки многопоточных автоматических линий // Известия Азербайджанского Национального Аэрокосмического Агентства. 2014. Т. 17. № 1. С. 27—31.

5. **Амиров Ф. Г.** Особенности механической обработки на позициях // Вестник машиностроения. 2013. № 1. С. 49, 50.

6. **Амиров Ф. Г.** Особенности объединения инструментальных блоков в позиции механической обработки на автоматических линиях // Научные работы, 2012. № 1. С. 26—31.

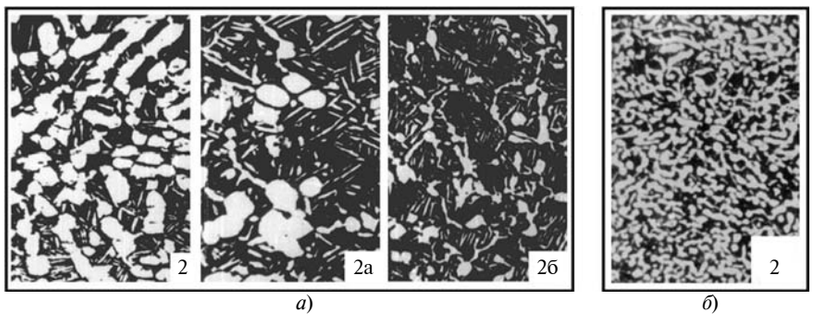
7. **Амиров Ф. Г.** Общие положения создания переналаживаемых автоматических станочных систем // Сборка в машиностроении и приборостроении. 2011. № 7. С. 44—47.

8. **Амиров Ф. Г.** Оптимизация планировочных решений автоматизированных станочных систем // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Вып. 42. С. 11—16.

9. **Амиров Ф. Г.** Предпроектный анализ производства в автоматизированных станочных системах // Механика машиностроения. 2011. № 2. С. 123—128.

10. **Основы** автоматизации машиностроительного производства: Учеб. для машиностроит. спец. вузов / Е. Р. Ковальчук, М. Г. Косов, В. Г. Митрофанов и др.: Под ред. Ю. М. Соломенцева. М.: Высшая школа, 1999. 312 с.

Ve0417.fm Page 78 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM



а) *б*)

Рис. 1. Пример глобулярно-пластинчатой микроструктуры типа 2 и подтипов для поковок дисков (*а*) и типа 2 для штамповок лопаток (*б*) соответственно по шкалам ОСТ 1 90197—89 и ОСТ 1 90002—86

В данной работе анализируются прочность и многоцикловая усталость поковок моноколес из титановых сплавов. Пути решения указанных задач рассматриваются на примере жаропрочного титанового сплава ВТ8-1, предназначенного для изготовления дисков. Выбор ($\alpha + \beta$)-сплава ВТ8-1 для исследования связан с универсальностью сплавов серии ВТ8 при изготовлении лопаток и дисков компрессора [4]. Технические требования к лопаткам из сплавов ВТ8 и ВТ8М-1 габарита "С" в отожженном состоянии и после термомеханической обработки (ТМО), а также к дискам из сплава ВТ8-1 приведены в табл. 1.

При одинаковой прочности основной характеристикой работоспособности лопаток является многоцикловая усталость, а для дисков — малоцикловая усталость и чувствительность к концентратору напряжений при разных видах испытаний. Для штампованных лопаток с целью повышения предела выносливости материала на 10÷15 % применяют ТМО, которая включает первую ступень отжига с правкой (калибровкой), что обеспечивает получение мелкозернистой структуры. В соответствии с требованиями по усталостной прочности материала лопаток (см. табл. 1) допустимый размер макрозерна не должен превышать 6 баллов. Микроструктуру поковок дисков и штамповок лопаток оценивают по разным шкалам. Например, на рис. 1 приведены наиболее распространенные в настоящее время типы глобулярно-пластинчатой микроструктуры деформированных полуфабрикатов. Видно, что микроструктура лопаток представляет собой более дисперсную смесь α- и β-фаз.

Типовой технологический процесс изготовления лопаток компрессора из титановых сплавов включает получение и контроль катаных прутков (на металлургическом предприятии), резку на мерные заготовки, операции высадки замка, предварительной и окончательной штамповок, а также отжига или ТМО. В зависимости от размеров и технологии изготовления лопаток механические свойства заготовок на последних операциях варьируются. Заготовки моноколес подвергают двойному отжигу. Технология изготовления крупных поковок дисков и моноколес отличается от технологии изготовления штамповок лопаток значительно меньшей деформацией. Это влияет на параметры структуры и механические свойства лопаточной зоны моноколеса (см. рис. 1).

Режим ТМО для моноколес неприемлем, что связано с обеспечением определенного сочетания механических свойств дисковой части колеса. Поэтому во ФГУП "ВИАМ" для повышения сопротивления усталости крупных поковок рабочих колес усовершенствовали режимы отжига [5]. По результатам этих исследо-

Таблица 1

Технические требования к материалу штамповок лопаток и дисков из титановых сплавов

Параметр	Лопатки, сплав ВТ8, отжиг	Лопатки, сплав ВТ8, ТМО	Лопатки, сплав ВТ8М-1, отжиг	Диски, сплав ВТ8-1, отжиг, масса до 100 кг
Кратковременная прочность при 20 °С	$\sigma_в^{20}$ = 980÷1180 МПа; $\delta \geq 8$ %; $\psi \geq 25$ %	$\sigma_в^{20}$ = 1030÷1230 МПа; $\delta \geq 8$ %; $\psi \geq 25$ %	$\sigma_в^{20}$ = 980÷1180 МПа; $\delta \geq 10$ %; $\psi \geq 30$ %	$\sigma_в^{20}$ = 980÷1180 МПа; $\delta \geq 9$ %; $\psi \geq 25$ %
Ударная вязкость *KCU*/*KCT*, Дж/см^2	30/—	30/—	35/—	35/13
Многоцикловая усталость на базе $N = 2 \cdot (10^6 \div 10^7)$ циклов, МПа	460/—	490/—	—	—
Малоцикловая усталость образцов с надрезом на базе $N = 10^4$ циклов (r = 0,15 мм), МПа	—	—	—	440
Макроструктура	Не более балла 6			Не более балла 9
Микроструктура	Типы 1—6а по шкале ОСТ 1 90002 для штамповок лопаток			Типы 1а—6а, кроме типа 5б, по шкале для поковок дисков

Примечания: 1. Таблица составлена по техническим требованиям ОСТ 1 90002—86 "Лопатки штампованные из титановых сплавов" и ОСТ 1 90197—89 "Поковки дисков и валов кованые и штампованные из титановых сплавов". 2. Среднегабаритные штамповки лопаток "С" — площадь проекции в плане от 250 до 550 см^2.

Ve0417.fm Page 79 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

ваний и с учетом опыта ФГУП "ВИАМ" в области авиационного материаловедения [6—10] были установлены факторы, определяющие сопротивление усталости материала поковок (рис. 2). Так, балл макрозерна и тип микроструктуры — качественные показатели, при контроле структуры полуфабрикатов определяются в основном режимами деформации, а фазовый состав и параметры микроструктуры материала — режимами ТО и фактическими условиями охлаждения. Эти факторы, как правило, оцениваются путем специальных исследований. Параметры глобулярно-пластинчатой микроструктуры титановых сплавов приведены в работе [11].

Относительно характеристик кратковременной прочности отметим, что многоцикловая усталость большинства деформируемых титановых сплавов в общем случае составляет $(0{,}42 \div 0{,}58)\sigma_в$. Практически достичь значения больше 0,52 можно только при специальных режимах термической обработки (ВТМО, УТО) и/или технологических методах обработки и упрочнения поверхности [12, 13]. Стабильный условный предел текучести полуфабрикатов из промышленных титановых сплавов можно обеспечить получением достаточно однородной структуры материала (глобулярно-пластинчатой микроструктуры), стабилизацией фазового состава и сочетанием твердорастворного и дисперсионного механизмов упрочнения — применением двойного отжига (ТО на твердый раствор в верхней части двухфазной области, охлаждение на воздухе с последующим низкотемпературным старением) [5].

ВИАМ совместно с ПАО "Корпорация ВСМПО-АВИСМА" провели корректировку технологии изготовления поковок из сплава ВТ8-1 для моноколес компрессора, что позволило повысить предел выносливости материала на базе 10^7 циклов до 0,47 от предела прочности без специальной обработки поверхности.

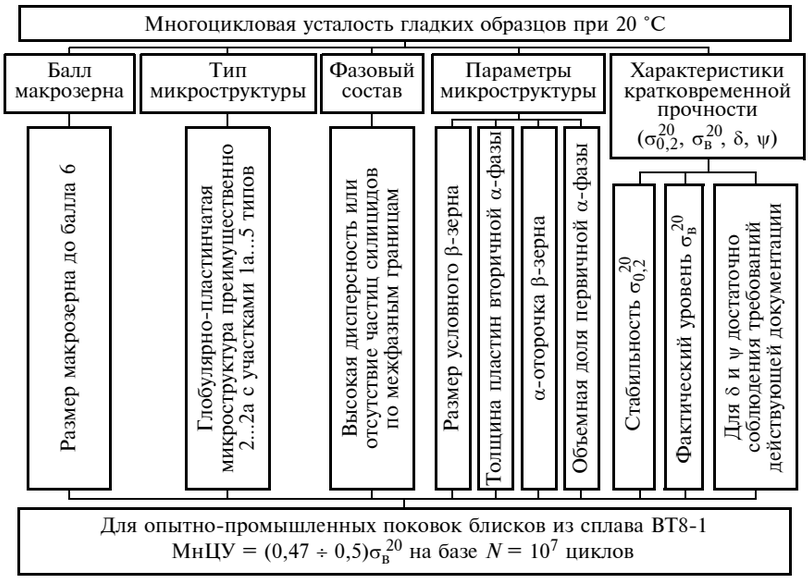


Рис. 2. Факторы, определяющие усталостную прочность материала поковок моноколес компрессора

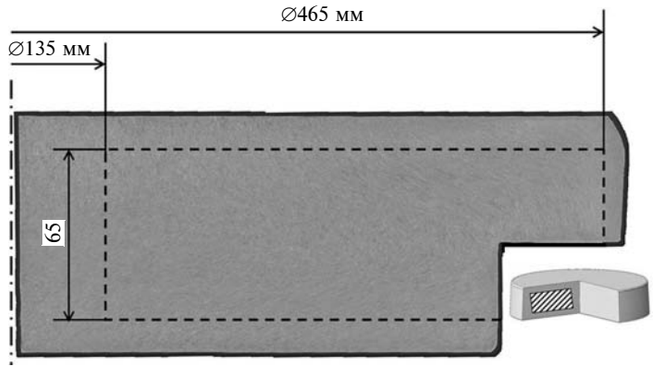


Рис. 3. Макроструктура поковки моноколеса из сплава ВТ8-1 в радиальном сечении

Однако приведенных выше факторов, определяющих сопротивление усталости, недостаточно без оценки ориентации волокна заготовки (металлографической текстуры) и кристаллографической ориентации зерен (кристаллографической текстуры).

Исследовали опытно-промышленную партию поковок в виде слитков ∅735 мм, изготовленных в ПАО "Корпорация ВСМПО-АВИСМА" из сплава ВТ8-1 по схеме: трехкратная всесторонняя ковка слитка при температурах β- и (α + β)-области → вытяжка до ∅265 мм при температурах (α + β)-области → осадка с 310 до 100 мм при температурах (α + β)-области.

Макроструктура поковки в радиальном сечении ∅470 × 90 мм после ТО приведена на рис. 3. Штриховыми линиями выделена зона, из которой вырезали материал для исследования. Макроструктура поковок в радиальном сечении не имеет явно выраженных линий интенсивного течения металла. При этом в направлении от центральной зоны к периферии четко выявляется волокнистая структура, типичная для поковок типа шайбы. Макрозерно поковки соответствует баллам 4—5 по 10-балльной шкале макроструктур титановых сплавов.

Типичные микроструктуры поковки в разных направлениях приведены на рис. 4, *а—в*. Такая

Ve0417.fm Page 80 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

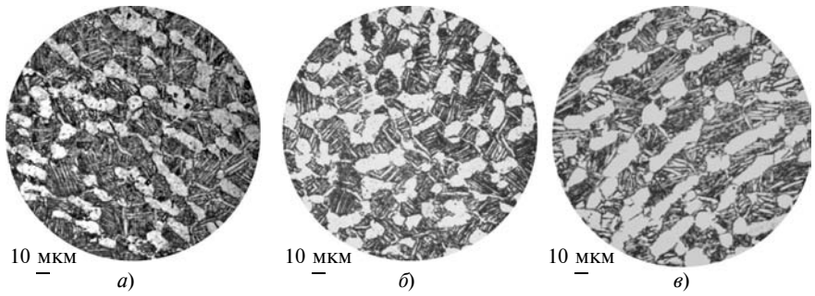


Рис. 4. Типичные микроструктуры материала поковки моноколеса в радиальном (*а*), хордовом (*б*) и осевом (*в*) сечениях

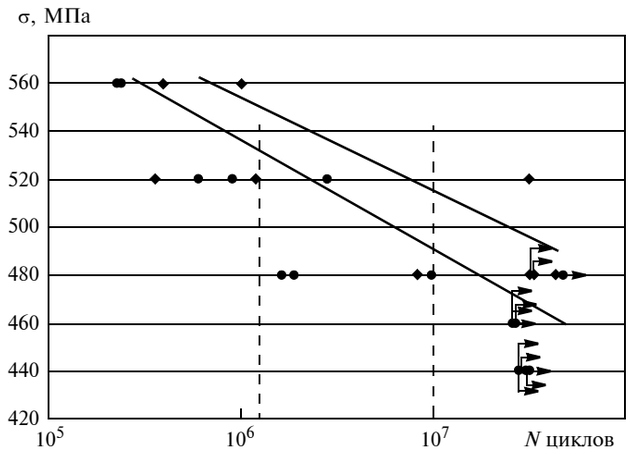


Рис. 5. Многоцикловая усталость гладких образцов, вырезанных из поковок моноколеса сплава ВТ8-1, при температуре 20 °С в хордовом (●) и радиальном (♦) направлениях: штриховыми линиями указаны базы испытаний крупных поковок для моноколес (10^7 циклов) и штамповок лопаток по действующей документации ($2 \cdot 10^6$ циклов)

глобулярно-пластинчатая микроструктура соответствует типу 2а из 9 типов для поковок из двухфазных титановых сплавов. В радиальном сечении наблюдаются отдельные участки с преимущественной ориентацией β-зерен и первичной α-фазы.

Механические свойства поковок в зависимости от направления вырезки образцов приведены в табл. 2. Результаты испытаний показали, что ориентация макрозерна практически не влияет на растяжение образцов. Средние значения прочности несколько выше у образцов, вырезанных в хордовом направлении.

На рис. 5 приведены результаты испытаний на многоцикловую усталость образцов в зависимости от направления их вырезки. Испытания проводили по ГОСТ 25.502—79 по схеме "изгиб при вращении" с частотой 50 Гц на образцах с диаметром рабочей части 7,5 мм на базе испытаний $2 \cdot 10^7$ циклов. С учетом результатов испытаний на кратковременную прочность предел выносливости материала поковок на базе 10^7 циклов в радиальном направлении (вдоль волокна) составил $0{,}475\sigma_{в\ ср}$, в хордовом направлении — $0{,}497\sigma_{в\ ср}$.

Кристаллографическую текстуру изучали на специально травленых микрошлифах в радиальном, хордовом и осевом сечениях. Съемку осуществляли рентгеновским дифрактометром D\Max-2500 в излучении Cu—K-α. На рис. 6 (см. обложку) приведена совмещенная дифрактограмма. На рис. 7 и 8 (см. обложку) приведены прямые полюсные фигуры (ППФ), характеризующие текстуру поковки моноколеса из сплава ВТ8-1. Анализ ППФ показал, что кристаллографическая текстура — слабо выраженная, аксиальная, с рассеянием ≈20° (рис. 8, *в* и *г*). Преимущественная ориентация β-фазы наблюдается в направлении <100>; α-фазы — в направлении <1120>. В осевом сечении формируются кольцевые элементы (рис. 8, *б*), что также подтверждает наличие кристаллографической текстуры.

Металлографическое исследование макроструктуры поковок моноколес показало наличие ориентации волокна, что обусловлено горячей деформацией при изготовлении поковок. Однако в микроструктуре радиальная ориентация макроволокна наблюдается только на отдельных участках, ориентации β-зерна и частиц первичной α-фазы слабо выражены.

Направление волокна больше влияет на многоцикловую усталость. Для наиболее нагруженных — радиальных и хордовых сечений рабочего колеса, большее значение имеет не кристаллографическая ориентация макрозерен, а металлографическая текстура, так как именно особен-

Таблица 2

Характеристики кратковременной прочности материала в зависимости от направления вырезки образцов

Направление вырезки	$\sigma^{20}_{0,2}$, МПа	$\sigma^{20}_{в}$, МПа	δ, %	ψ, %
Радиальное	945	998	17,2	35,9
	910	1050	17,6	43,6
	941	1039	18,8	45,4
	891	1022	15,2	31,7
	905	1048	15,2	29,2
	918	**1031**	**16,8**	**37,2**
Хордовое	—	1028	15,2	34,0
	977	1035	14,4	30,5
	916	1066	18,0	42,1
	932	1035	19,2	40,5
	900	1029	15,6	38,3
	931	**1039**	**16,5**	**37,1**
Среднее по совокупной выборке	924	1035	16,6	37,1

Примечание. Полужирным шрифтом выделены средние значения.

Ve0417.fm Page 81 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

ности строения межзеренных границ и субзеренной структуры (β-зерен и колоний вторичной α-фазы) определяют "напряженное состояние" материала при зарождении очага разрушения под поверхностью образца при многоцикловом нагружении [14, 15].

Самым распространенным способом исследования текстуры материала является съемка ППФ методом рентгеновской металлографии с дальнейшей расшифровкой. Однако указанный метод, который был применен и в данной работе, достаточно сложен и требует высокой квалификации специалиста. Отметим, что за рубежом наибольшее распространение получил метод дифракции отраженных электронов [16, 17], по-видимому, более удобный и наглядный для определения текстуры материала. Применительно к титановым сплавам метод дифракции отраженных электронов интересен тем, что в результате съемки выявляется ориентация плоскостей каждого отдельного зерна, и в данном случае кристаллографическую текстуру можно соотнести с металлографической макроструктурой.

Кристаллографическая текстура материала, определенная методом съемки ППФ — слабовыраженная, аксиальная, рассеянная, поэтому ее влияние на механические свойства образцов, вырезанных в хордовом и радиальном направлениях, минимально. Наличие рассеянной текстуры обусловлено, вероятно, наследованием преимущественной ориентации вдоль оси от исходной заготовки — крупногабаритного прутка. Также следует отметить, что участки центральной зоны поковки у торцевой поверхности заготовки, где предполагается наиболее выраженная текстура, попадают в технологический припуск и не входят в чистовой контур детали.

Таким образом, опытно-промышленная технология изготовления полуфабрикатов для моноколес компрессора обеспечивает высокую однородность структуры материала. Приведенная в работе структура поковки типа шайбы типична для подобных поковок, изготовленных на прессе в условиях металлургического предприятия.

Ориентация макрозерен мало влияет на кратковременную прочность и сопротивление усталости материала в условиях испытаний при нормальной температуре.

Аксиальная кристаллографическая текстура существенно не влияет на механические свойства. Многоцикловая усталость крупных опытно-промышленных поковок моноколес из сплава ВТ8-1 на ≈10 % выше требований отраслевого стандарта на штамповки лопаток из титановых сплавов-аналогов ВТ8 и ВТ8М-1.

Предел выносливости образцов в радиальном сечении на 20÷30 МПа ниже, чем в хордовом.

Полученные результаты можно использовать при разработке новых технических условий на поставку поковок для моноколес компрессора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Esslinger J.** Titanium in Aero Engine. MTU Aero Engine, Munich, Germany // www.mtu.de.

2. **Состояние,** проблемы и перспективы создания жаропрочных титановых сплавов для деталей ГТД / О. С. Кашапов, А. В. Новак, Н. А. Ночовная, Т. В. Павлова // Тр. ВИАМ. 2013. № 3. С. 16—27: http://www.viam-works.ru.

3. **Kosing O. E., Shart R., Schmuhl H. J.** Design improvements of the EJ 200 HP compressor. From design verification engine to a future all blisk version // www.mtu.de.

4. **Возможности** по расширению области применения сплава ВТ8-1 для дисков и рабочих колес компрессора / Т. В. Павлова, О. С. Кашапов, А. Р. Кондратьева, В. С. Калашников // Тр. ВИАМ. 2016. № 3. С. 37—45: http://www.viam-works.ru.

5. **Истракова А. Р., Кашапов О. С., Калашников В. С.** Исследование влияния режимов отжига на структуру и фазовый состав штамповок моноколес из сплава ВТ8-1 // Вестник МАИ. 2015. Т. 22. № 2. С. 142—151.

6. **Каблов Е. Н.** Инновационные разработки ФГУП "ВИАМ" ГНЦ РФ по реализации "Стратегических направлений развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года" // Авиационные материалы и технологии. 2015. № 1 (34). С. 3—33.

7. **Каблов Е. Н.** Современные материалы — основа инновационной модернизации России // Металлы Евразии. 2012. № 3. С. 10—15.

8. **Каблов Е. Н.** Разработки ВИАМ для газотурбинных двигателей и установок // Крылья Родины. 2010. № 4. С. 31—33.

9. **Кашапов О. С., Павлова Т. В.** Исследование влияния параметров структуры полуфабрикатов из сплава ВТ41 на механические свойства // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2015. № 2. С. 136—143.

10. **Кашапов О. С., Павлова Т. В., Ночовная Н. А.** Влияние режимов термической обработки на структуру и свойства жаропрочного титанового сплава для лопаток КВД // Авиационные материалы и технологии. 2010. № 2. С. 8—14.

11. **Аношкин Н. Ф., Брун М. Я., Шаханова Г. В.** Требования к бимодальной структуре с оптимальным комплексом механических свойств и режимы ее получения // Титан. 1998. № 10. С. 35—41.

12. **Повышение** прочностных характеристик жаропрочных псевдо-α-титановых сплавов / О. С. Кашапов, Т. В. Павлова, А. Р. Истракова, В. С. Калашников // Авиационные материалы и технологии. 2014. № S5. С. 73—80.

13. **Глазунов С. Г., Солонина О. П.** Жаропрочные титановые сплавы. М.: Металлургия, 1976. 448 с.

14. **Лимарь Л. В.** Фрактодиагностика авиационных деталей из титановых сплавов // Методическое пособие. Верхняя Салда: ОАО "Корпорация ВСМПО-АВИСМА", 2011. 157 с.

15. **Шанявский А. А.** Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций // Синергетика в инженерных приложениях. Уфа: Монография, 2003. 803 с.

16. **Dwell** and Normal Cyclic Fatigue Behaviours of Ti60 Alloy / Lina Yang, Jianrong Liu, Jun Tan, et al. // Journal of Material Science and Technology. 2013. V. 30. Issue 7. P. 706—709: http://dx.doi.org/10.1016/j.jmst.2013.10.010.

17. **Kitashima T., Suresh K. S., Yamabe-Mitarai Y.** Present stage and future prospects of development of compressor material // Crystall Reserch and Technology 50. 2015. N. 1. P. 28—37 // DOI 10.1002/crat.201400156.

Ve0417.fm Page 82 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 621.9.048.6

Н. К. ТОЛОЧКО, д-р физ.-мат. наук, В. С. КОРКО, канд. техн. наук, А. Н. ЧЕЛЕДИНОВ (БГАТУ, г. Минск),
В. Л. ЛАНИН, д-р техн. наук (БГУИР, г. Минск), e-mail: n.tolochko@hotmail.com

Факторы неравномерной очистки деталей машин в ультразвуковых ваннах

Определены факторы неравномерного удаления загрязнений с поверхностей деталей машин при их очистке в ультразвуковой ванне, связанные с неоднородным распределением активности кавитации в ее объеме.

Ключевые слова: детали, ультразвуковая ванна, активность кавитации, очистка поверхности, загрязнения.

The factors of non-uniform removal of impurities from surfaces of machine parts at their cleaning in ultrasonic bath, related with irregular distribution of cavitation activity in its volume, are determined.

Keywords: parts, ultrasonic bath, cavitation activity, surface cleaning, impurities.

При изготовлении, ремонте и техническом обслуживании машин их детали очищают от загрязнений. В последние годы большое распространение получила ультразвуковая (УЗ) очистка, которую проводят в УЗ моечных ваннах, основанная на акустической кавитации. Эффективность УЗ очистки тем больше, чем выше активность $a_к$ кавитации. На практике важны условия очистки, при которых обеспечивается равномерное удаление загрязнений с поверхностей деталей. Для этого необходимо, чтобы распределение активности $a_к$ было однородным по всему объему моющей жидкости, в котором осуществляется очистка. Однако эксперименты [1] показали неоднородное распределение $a_к$ по объему жидкости в рабочей полости УЗ ванны, а следовательно, неравномерное очищение поверхностей деталей. Закономерности влияния неоднородности распределения $a_к$ по объему жидкости на равномерность очистки в УЗ ванне до сих пор мало изучены.

В данной статье экспериментально исследованы особенности неравномерной очистки поверхностей деталей в УЗ ванне при неоднородном распределении $a_к$ в объеме воды, заполняющей ванну. Использовали УЗ моечную установку УЗУ-0,25, генератор которой имел напряжение питания 220 В, потребляемую и выходную мощности соответственно 450 и 250 Вт, рабочую частоту 18 кГц. Ванна длиной 22 см, шириной 17 см и глубиной 16 см имела объем 4,5 л и была снабжена тремя пьезоэлектрическими преобразователями, встроенными в центральную часть дна. Ванну заполняли водой до фиксированного уровня $H_о$.

Активность кавитации оценивали с помощью кавитометра ICA-4D-M (разработан и создан в БГУИР, г. Минск). Прибор измерял активность захлопывающихся и пульсирующих кавитационных пузырьков с высокой степенью локализации. Величину $a_к$ определяли в относительных единицах по индикаторной шкале электронного блока кавитометра.

При измерениях щуп вертикально погружали в воду, заполняющую ванну, так, чтобы его концевая часть (гидрофон) располагалась над излучателями на разном расстоянии H от них (от дна ванны). Минимальное расстояние между щупом и излучателем составляло 2÷3 мм.

Исследования проводили в незагруженной и загруженной ваннах. В качестве исследуемых объектов использовали специально изготовленные модельные образцы различных размеров и форм, часть которых были тестовыми образцами, подвергаемыми очистке. На их поверхности предварительно наносили модельные загрязнения разного состава. Загружали как одиночные объекты, так и группы объектов. Требуемое положение объектов в воде обеспечивали механические держатели.

На рис. 1 приведена типичная зависимость $a_к$ (H), полученная для незагруженной ванны ($H_о$ = 12 см), имеющая вид нисходящей синусоидальной затухающей кривой (сплошная линия). Форма кривой определяется высокой локальностью измерений кавитометра, который воспринимает изменения $a_к$, как чередование областей разрежения и сжатия в направлении распространения УЗ волн с шагом, равным половине длины волны: $\lambda/2 \approx 4$ см (длина волны в воде $\lambda = v/f \approx 8$ см, скорость звука в воде v = 1480 м/с, частота колебаний f = 18 кГц). Чтобы точно оценить общее уменьшение $a_к$ по высоте столба воды в ванне — от излучателей (дна ванны)

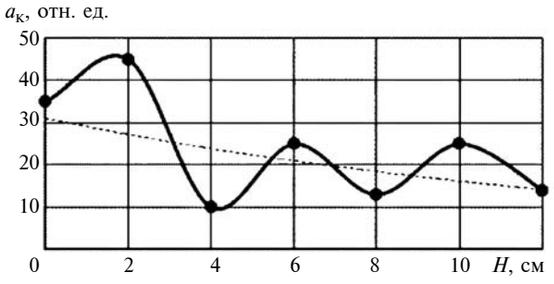


Рис. 1. Зависимость активности $a_к$ кавитации от расстояния H детали от излучателей в незагруженной ванне

Ve0417.fm Page 83 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

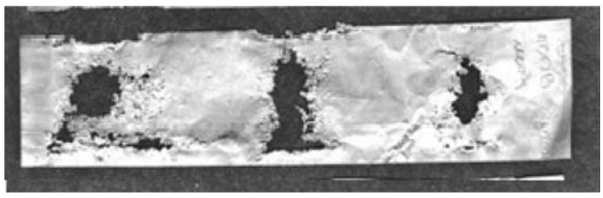


Рис. 2. Эрозионное разрушение фольги в результате УЗ обработки (длина полоски фольги 13 см)

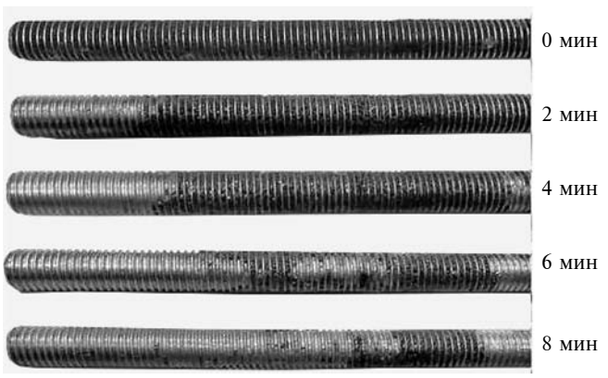


Рис. 3. Стержень с резьбой после УЗ очистки через разные промежутки времени

до поверхности воды, предпочтительнее вместо полученной кривой рассмотреть соответствующую ей срединную кривую (см. рис. 1, штриховая линия).

Периодическое изменение $a_к$ по высоте столба воды в ванне проявляется в неравномерном эрозионном воздействии кавитации на полоску алюминиевой фольги, которую вертикально установили над одним из излучателей: следы эрозии в виде сквозных пробоин возникают в местах, соответствующих областям сжатия в стоячей УЗ волне (рис. 2).

Подобные периодические изменения $a_к$ проявляются в неравномерной очистке поверхностей деталей. Например, на длинный стальной стержень (рис. 3) диаметром 8 мм и длиной 115 мм с резьбовой поверхностью предварительно нанесли равномерным по толщине слоем модельное загрязнение в виде смеси глины и моторного масла 10W-40 в соотношении 3:1. Стержень вертикально установили в ванне над одним из излучателей, левая часть стержня в процессе очистки была обращена вниз, т. е. к излучателю. Загрязнение удалялось преимущественно в местах поверхности, соответствующих распределению областей сжатия в УЗ волне.

Анализ экспериментальных исследований формирования УЗ поля в объеме воды в незагруженной ванне показал довольно неравномерное распределение $a_к$ по высоте столба воды. Наибольшие значения $a_к$ наблюдаются вблизи излучателей и уменьшаются при удалении от них: они меньше в ~1,2 раза у стенок ванны и в 2 раза и более — у поверхности воды. Такое уменьшение $a_к$ обусловлено затуханием УЗ волн вследствие их поглощения водой. Оно влияет на очистку поверхности стержня, которая начинается с нижней части, расположенной ближе к излучателю, и распространяется вверх по всей длине стержня.

Чтобы оценить влияние объемно-неоднородного распределения $a_к$ на удаление загрязнений, выполнили экспериментальную очистку тестовых образцов в виде стальных цилиндров диаметром 20 мм и длиной 43 мм (рис. 4). На цилиндрической поверхности образцов выточили кольцевые канавки шириной 1,3 мм и глубиной 4 мм, которые также заполняли смесью глины и моторного масла 10W-40 в соотношении 3:1. Образцы, ориентированные продольной осью в горизонтальном направлении, разместили в ванне, заполненной водой на высоту $H_0 = 14$ см, над одним из излучателей на разном расстоянии от него. Во время УЗ обработки образцы периодически извлекали из воды и фотографировали. Высоту h слоя загрязнения в канавках измеряли на увеличенных фотографиях образцов. Эксперименты показали, что высота h уменьшается тем быстрее, чем меньше высота H (рис. 5). Так, на поверхности цилиндра, обращенной к излучателю, слой загрязнения полностью удаляется через 7,5 мин обработки при $H = 2$ см и через 15 мин при $H = 5$ см.

Эксперименты также показали, что скорость удаления загрязнений зависит не только от расстояния очищаемой поверхности от излучателя, но и от ее ориентации относительно излучателя. Высота h загрязнения уменьшается гораздо быстрее на поверхности образца со стороны излучателя. Так, со стороны излучателя загрязнение удаляется полностью через 7,5 мин обработки, а с противоположной стороны удаляется приблизительно $0,5h$ загрязнения через 20 мин (при $H = 2$ см). Неравномерная очистка участков поверхности объекта, разно ориентированных относительно излучателя, обусловлена неоднородным распределением $a_к$ вокруг объекта, который препятствует распространению УЗ волн, вызывая их рассеяние.

Рис. 4. Поверхности цилиндрических тестовых образцов с канавками, полностью загрязненными (*а*), частично очищенными (*б*) и полностью очищенными (*в*)

Ve0417.fm Page 84 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

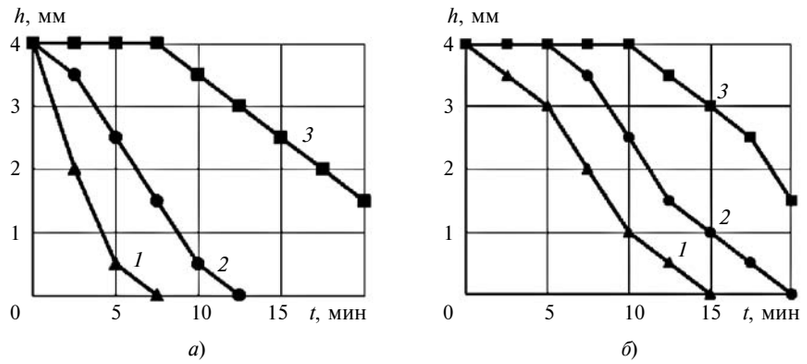


Рис. 5. Изменение высоты *h* слоя загрязнения в канавках цилиндрических тестовых образцов во времени *t* при *H* = 2 (*а*) и 5 см (*б*):

1, *2* и *3* — участки цилиндрической поверхности образцов соответственно нижний (обращен в сторону излучателя), боковой и верхний

Для исследования характера распределения $a_к$ вокруг одиночного объекта использовали пластмассовые диски толщиной 3 мм и разных диаметров *D*. Диски размещали горизонтально в воде, заполняющей ванну на $H_о$ = 13 см, между излучателями на расстоянии 7,5 см от дна ванны. Щуп располагали над дисками со стороны водной поверхности на расстоянии 2÷3 мм от дисков. Зависимость $a_к(D)$ приведена на рис. 6 ($D = 0$ соответствует отсутствию диска). Экспериментами установлено, что за дисками образуется область акустической тени с меньшими значениями $a_к$, которые тем меньше, чем больше диаметр. Так, при D = 10 см значение $a_к$ будет в 2,5 раза меньше, чем при $D = 0$. Образование акустической тени за препятствием связано с дифракцией УЗ волн. При наличии на пути распространения УЗ волн не одного, а группы объектов, они рассеиваются многократно.

Для исследования особенностей распределения $a_к$ в объеме воды в ванне в условиях многократного рассеяния УЗ волн использовали диски из плотной резины диаметром 6 см и толщиной 2 см. Диски, ориентированные горизонтально, размещали в ванне в три слоя. Верхний и нижний слои содержали по три диска, уложенных в один ряд по длине ванны, средний слой содержал шесть дисков, уложенных в два ряда. В каждом слое диски располагали преимущественно в центре ванны над излучателями. Диски в слоях частично перекрывали друг друга. Расстояние между слоями, а также между нижним слоем и дном ванны составляло 2 см. Для измерений $a_к$ щуп кавитометра погружали в воду в зазорах между дисками, располагая его вертикально, как в рассмотренных выше экспериментах с незагруженной ванной (см. рис. 1).

Типичная зависимость $a_к(H)$ для загруженной ванны ($H_о$ = 14 см) представлена на рис. 7. Сравнивая ее с аналогичной зависимостью, полученной для незагруженной ванны (см. рис. 1), отметим следующее.

Во-первых, зависимость $a_к(H)$ для загруженной ванны располагается значительно ниже, чем для незагруженной ванны, т. е. значение $a_к$ при загрузке ванны существенно снижается.

Во-вторых, зависимость $a_к(H)$ для загруженной ванны менее крутая, чем для незагруженной ванны. Казалось бы, что разность значений $a_к$ вблизи излучателей ($a_{к.из}$) и у поверхности воды ($a_{к.вп}$) должна уменьшиться. Однако наблюдается обратное: при загрузке ванны разность указанных значений увеличивается, что объясняется их общим снижением. Действительно, о влиянии загрузки ванны на уменьшение $a_к$ по высоте столба воды можно судить по величине отношения $\gamma_з/\gamma_{нз}$, где $\gamma_з = (a_{к.из}/a_{к.вп})_з$ — для загруженной ванны и $\gamma_{нз} = (a_{к.из}/a_{к.вп})_{нз}$ — для незагруженной ванны. По усредненным измерениям кавитометра получили: $\gamma_з = 2{,}9$ и $\gamma_{нз} = 2{,}2$. Тогда отношение составило $\gamma_з/\gamma_{нз} \approx 1{,}3$. Следовательно, для загруженной ванны значение $a_к$ уменьшилось в 1,3 раза больше, чем для незагруженной.

Для исследования влияние неоднородности распределения $a_к$ по высоте столба воды в ванне на равномерность очистки использовали резиновые диски, на плоские поверхности которых (нижнюю и верхнюю) наносили смесь глины и нигрола в со-

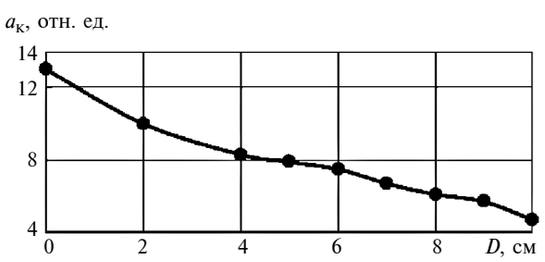


Рис. 6. Зависимость активности кавитации $a_к$ от диаметра *D* дисков

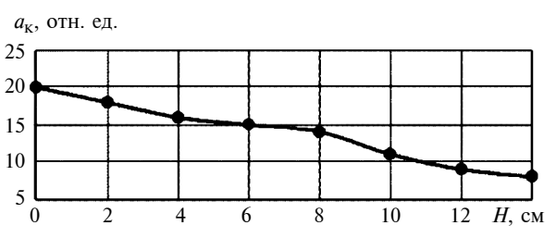


Рис. 7. Зависимость активности $a_к$ кавитации от расстояния *H* дисков от излучателей

Ve0417.fm Page 85 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

отношении 3:1. Загрязнения толщиной 1 мм наносили в виде кружков диаметром 15 мм с использованием специального трафарета. Длительность УЗ очистки составляла 5 мин. Визуальный осмотр показал, что загрязнения удаляются крайне неравномерно: быстрее очищается нижняя поверхность со стороны излучателей, причем дисков, расположенных ближе к ним. Приблизительная процентная оценка степени удаления загрязнений с поверхности дисков приведена в таблице (100 % — полное удаление загрязнения, 0 — загрязнение практически не удалено, т. е. поверхность осталась в исходном состоянии).

Слой расположения дисков	Удаление загрязнений с поверхности дисков, %	
	верхней	нижней
Верхний	0	20÷30
Средний	10÷20	100
Нижний	50÷60	100

Активность кавитации изменяется пропорционально интенсивности УЗ волн [2], которая уменьшается по экспоненциальному закону с увеличением расстояния H от излучателя в результате поглощения УЗ волн водой [3]. Соответственно, с увеличением H по такому же закону уменьшается и активность кавитации.

Таким образом, зависимость $a_к(H)$, представленная нисходящей срединной кривой для незагруженной ванны (см. рис. 1), имеет вид:

$$a_к = a_{ко}e^{-kH}, \quad (1)$$

где $a_{ко}$ — активность кавитации у поверхности излучателя; k — коэффициент снижения активности кавитации в результате поглощения УЗ волн водой: чем больше k, тем круче снижается зависимость $a_к$. При уменьшении $a_к$ в e раз в формуле (1) показатель степени $kH = 1$, откуда следует, что $k = 1/H$. Итак, коэффициент k поглощения обратно пропорционален расстоянию распространения УЗ волны, на котором кавитация убывает в e раз.

Зависимость $a_к(H)$, представленную нисходящей затухающей синусоидальной кривой для незагруженной ванны (см. рис. 1), можно описать эмпирическим уравнением

$$a_к = [a_{ко} + n\sin(mH)]e^{-kH}, \quad (2)$$

где n и m — амплитуда и частота синусоидальной кривой

Чем меньше n, тем меньше амплитуда, чем меньше m, тем меньше частота. При $n \to 0$ и/или $m \to 0$ нисходящая затухающая синусоидальная кривая вырождается в нисходящую срединную кривую.

Зависимость $a_к(H)$, представленная нисходящей кривой для загруженной ванны (см. рис. 7), описывается выражением

$$a_к = Qa_{ко}e^{-qkH}, \quad (3)$$

где Q и q — безразмерные коэффициенты, определяемые экспериментально.

Коэффициент Q определяет снижение положения кривой $a_к(H)$, коэффициент q — уменьшение крутизны кривой $a_к(H)$ в результате загрузки ванны объектами.

Сравнение уравнений (1) и (3) показало, что формально они подобны друг другу.

Уравнение (1) описывает срединную кривую зависимости $a_к(H)$ на рис. 1 при $a_{ко} = 31{,}067$ и $k = 0{,}065$ и имеет вид

$$a_к = 31{,}067e^{-0{,}065H}.$$

Уравнение (3) описывает кривую зависимости $a_к(H)$ на рис. 7 при $Qa_{ко} = 21{,}04$ и $qk = 0{,}066$ и имеет вид

$$a_к = 21{,}04e^{-0{,}066H}.$$

Таким образом, как показали исследования в УЗ ванне с водой и излучателями на дне, активность $a_к$ кавитации распределяется весьма неоднородно, что обусловлено затуханием УЗ волн в результате их поглощения водой, наличием чередующихся областей разрежения и сжатия по направлению распространения волн, рассеянием волн на очищаемых деталях. Это приводит к значительной неравномерности удаления загрязнений с поверхности разных деталей, погруженных в ванну, а также с разных участков поверхности одной и той же детали. Установленные соответствия между объемно-неоднородным распределением активности $a_к$ кавитации и неравномерностью очистки следует учитывать на практике при выборе оптимальных условий очистки деталей в УЗ ваннах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Томаль В., Ланин В.** Ультразвуковая очистка микрорельефных поверхностей оптоэлектронных изделий // Фотоника. 2007. № 4. С. 35—40.

2. **Голых Р. Н.** Повышение эффективности ультразвукового кавитационного воздействия на химико-технологические процессы в гетерогенных системах с несущей высоковязкой или неньютоновской жидкой фазой: Дис. ... канд. техн. наук. Барнаул: Алтайский ГТУ им. И. И. Ползунова. 2014. 193 с.

3. **Ультразвук**. Маленькая энциклопедия / Глав. ред. И. П. Голямина. М.: Советская энциклопедия, 1979. 400 с.

Ve0417.fm Page 86 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

УДК 621.762:669.701

Ф. Р. РАСУЛОВ, А. И. БАБАЕВ, кандидаты технических наук (Азербайджанский ТУ, г. Баку),
e-mail: resulovfr@gmail.com

Особенности поверхностного легирования отливки в литейной форме

Рассматривается получение композиционного покрытия (КП) на поверхности чугунных отливок с использованием смеси на основе порошков никеля и низколегированного белого чугуна, наносимой на поверхности литейной формы. Образование КП на поверхности отливок повышает их прочностные свойства по сравнению с отливками без покрытия.

Ключевые слова: поверхностное легирование, композиционное покрытие, отливка, литейная форма, белый чугун, никелевый сплав.

The obtaining of a composite coating on a surface of iron casts using a mixture on the base of powders of nickel and low-alloyed white iron, applied on surfaces of a casting mold, is considered. Formation of composite coating on casts surfaces increases their strength properties comparing with casts without the coating.

Keywords: surface alloying, composite coating, cast, casting mold, white cast iron, nickel alloy.

В настоящее время большое внимание уделяется эффективным и экономичным способам повышения эксплуатационной стойкости рабочих поверхностей литых деталей, работающих в условиях интенсивного абразивного изнашивания, в активных и агрессивных средах. Один из них — поверхностное легирование отливки в литейной форме.

Известны эффективные методы [1, 2], обеспечивающие необходимые характеристики поверхностного слоя отливок путем формирования структуры и свойств материала в процессе пропитки облицовочного слоя литейной формы из порошкового композита (намазки) жидким чугуном непосредственно при литье. Суть упрочнения чугунных отливок с композиционным покрытием (ОКП) заключается в нанесении порошковой пористой намазки на рабочие поверхности полуформы (ее внутренняя полость соответствует конфигурации отливки) и стержней, сушке, сборке и заливке формы расплавом.

В данной статье исследуется влияние глубины пропитки жидким чугуном слоя порошковой намазки, состоящей из сплава на основе Ni, содержащего, масс. %: 0,2÷0,3 C; 1,1÷1,4 Si; 0,7÷1,2 Mn; 0,7÷0,8 P; 15÷17 Cr; 2 B; ≤5 Fe, и низколегированного хромоникелевого белого чугуна (НЛБЧ), содержащего, масс. %: 2,64÷4,07 C; 0,58÷0,56 Si; 0,70÷0,74 Mn; 0,08 P; 0,05 S; 0,36 Ni; 1,57÷1,55 Cr; остальное Fe, на формирование структуры и свойств металла отливок из серого чугуна и КП, а также результаты разработки технологического процесса изготовления высококачественных чугунных отливок с КП, получаемых в одноразовых и центробежных формах.

Для исследований использовали отливки из серого чугуна СЧ20 и порошки из сплавов НЛБЧ и ПГ-ХН80С2Р2, гранулометрический состав которых соответствовал фракциям: 50÷63; 63÷100; 100÷160; 160÷200 и 200÷315 мкм. Исследовали намазки, содержащие порошки с частицами мелких (30÷50 мкм), средних (50÷100 мкм) и крупных (>100 мкм) размеров плотностью соответственно $\rho = 1{,}29$; 1,37 и 1,42 г/см^3 и жидкое стекло для указанных размеров частиц.

Определяли зависимости глубины пропитки порошковой намазки расплавом от исходной плотности металла КП и температуры заливаемого чугуна при разных фракционных и химических составах порошков.

При повышении температуры заливаемого чугуна с 1300 до 1450 °С скорость его пропитки увеличивается в 2—3 раза [3]. Установлено, что при увеличении толщины h пропитываемой порошковой намазки с 5 до 10 и 15 мм содержание элементов сплава ПГ-ХН80С2Р2 в тонких слоях, расположенных между частицами чугуна уменьшается: Ni — с 9,62 до 4,38 и 6,51 %; Cr — с 2,19 до 0,25 и 1,31 % и Si — с 2,22 до 0,34 и 0,36 %. Тогда как содержание P в чугуне, впитавшемся в пористую намазку, увеличивается от 0,42 до 0,61 %. При этом во всех случаях литья с пропиткой порошковой намазки металл контактной зоны базового чугуна с КП значительно больше насыщается Ni, Cr и P, чем металл периферийной зоны.

Основными факторами, влияющими на эксплуатационные характеристики ОКП, являются: во-первых, регламентированное содержание легирующих элементов в сплаве порошка намазки, что определяет фазовый состав и объемную долю композитных соединений; во-вторых, технологические режимы пропитки порошковой намазки жидким чугуном для получения необходимых свойств, которые определяются морфологией фазовых составляющих. Исследование проводили с намазками из НЛБЧ толщиной 3,5 и 10 мм.

Установлено, что твердость материала КП толщиной $h = 5$ мм на основе порошка из НЛБЧ, содержащего 4,07 % C, выше, чем того же порошка, содержащего 2,64 % C (рис. 1), т. е. содержание углерода значительно влияет на твердость. Небольшое повышение твердости наблюдается в переход-

Ve0417.fm Page 87 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

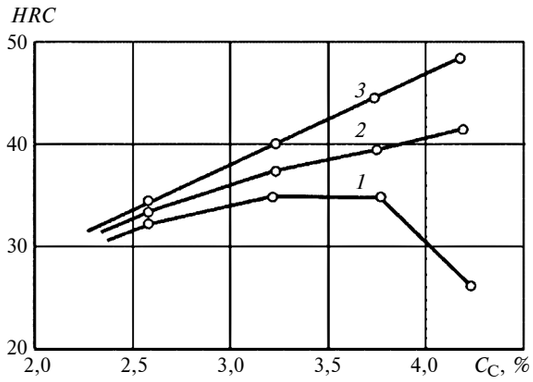


Рис. 1. Зависимости твердости *HRC* поверхностей отливок от содержания C_C в порошке и толщины КП h = 3 (*1*), 5 (*2*) и 10 мм (*3*)

ной зоне "КП — серый чугун" в направлении от поверхности КП к отливке. Это объясняется тем, что в процессе пропитки жидким чугуном в более прогретых глубинных слоях порошковой намазки из НЛБЧ происходит растворение частиц высокоуглеродистой фазы—цементита. При содержании 2,64 % С в порошке из НЛБЧ в зоне контакта с КП происходит обеднение углеродом заливаемого жидкого чугуна, а при содержании 4,07 % С — наоборот, жидкий чугун дополнительно насыщается углеродом. Это и определяет белую структуру чугуна, что обусловливает повышение твердости отбеленного слоя отливки.

С увеличением толщины намазки с 3 до 10 мм наблюдается заметное различие твердости поверхности КП при содержании углерода до 4,07 % С в порошке чугуна (см. рис. 1). Это объясняется тем, что при большем содержании углерода, имеющемся в чугуне, структура КП существенно изменяется в результате увеличения цементитной фазы и уменьшения вязкой фазы — аустенита. При изменении толщины намазки с 3 до 5 и 10 мм твердость чугуна (СЧ20) отливки (толщина стенки 40 мм) повышается с 1780 МПа соответственно до 2050 и 2150 МПа.

Чтобы исключить влияние литейной корки перед измерением твердости поверхности КП отливок, с образцов шлифованием снимали слой металла толщиной 0,2 мм. Образцы, получаемые из намазок НЛБЧ, пропитанных жидким чугуном, имели толщину 3,5 и 10 мм. С увеличением толщины намазок с 3 до 5 и 10 мм и содержания углерода в КП твердость образцов повышалась. При содержании 2,64 % С в порошке чугуна твердость КП толщиной 3, 5 и 10 мм изменялась в пределах 33÷37 *HRC*. При прочих равных условиях при толщине КП 3 мм и увеличении содержания углерода в порошке чугуна с 3,5 до 4,5 % твердость основы материала снижалась; микроструктура поверхностной зоны КП соответствовала структуре половинчатого чугуна, что является результатом частичной графитизации порошка. При увеличении толщины порошковой намазки до 5 и 10 мм твердость материала КП повышалась тем больше, чем больше было содержание углерода: при 3,17 % С твердость повышалась соответственно на 4÷7 и 6÷8 *HRC*, при 3,61 % С — на 6÷12 и 12÷15 *HRC*; при 4,07 % С — на 22÷24 *HRC*.

Установлено, что заливка чугуна с относительно низким перегревом (60÷80 °С) не позволяет увеличить глубину пропитки порошковой намазки жидким чугуном (не более 1,5÷2 мм). Заливка чугуна с перегревом на 120÷150 °С позволяет увеличить время между началом и концом затвердевания до 5÷6 с, что обеспечивает получение КП толщиной до 12÷14 мм с достаточно точным очертанием формы отливки и плотным строением.

Испытания показали, что механические свойства чугуна ОКП (с толщиной стенки 40 мм) при толщине КП 10÷12 мм значительно выше, чем чугуна отливок, затвердевших без покрытия. При этом состав и дисперсность порошка намазки почти не влияют на прочностные свойства чугуна; основное влияние оказывают размеры пластинок графитовых включений. При почти одинаковой твердости предел прочности чугуна ОКП при растяжении на 30÷36 МПа больше, чем чугуна отливки без КП.

Испытания материала КП отливок "НЛБЧ — серый чугун" и "ХН80С2Р2 — серый чугун" показали, что механические свойства ($\sigma_в$ и *HB*) значительно выше, чем чугуна отливок без покрытия (рис. 2). Максимальные прочностные свойства имеет мате-

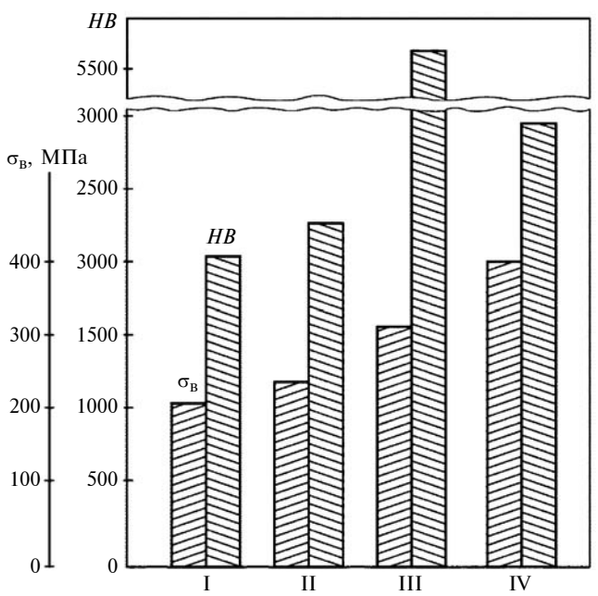


Рис. 2. Механические свойства чугуна отливок без покрытия (I), из серого чугуна с КП (II), КП "НЛБЧ — серый чугун" (III), КП "ХН80С2Р2 — серый чугун" (IV)

Ve0417.fm Page 88 Thursday, March 16, 2017 9:01 AM

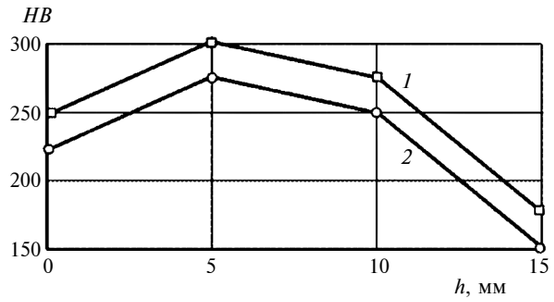


Рис. 3. Твердость *HB* КП "ХН80С2Р2 — серый чугун" в зависимости от толщины *h* намазки при отливке в металлическую (*1*) и песчано-глинистую (*2*) формы (толщина стенки 40 мм)

риал КП "ХН80С2Р2 — серый чугун": $\sigma_в$ повышается в 1,86—1,94 раза; *HB* повышается в 1,20—1,24 раза по сравнению с чугуном отливки.

Результаты испытания материалов КП "НЛБЧ — серый чугун" показали, что химический состав порошковой пористой намазки значительно влияет на их прочностные свойства и во всех случаях они несколько выше, чем у чугуна отливок без покрытия. Так, предел прочности материала КП "НЛБЧ — серый чугун" на 100÷110 МПа выше, чем серого чугуна отливки.

Влияние условий пропитки и толщины намазки на твердость *HB* КП отливки "ХН80С2Р2 — серый чугун" показано на рис. 3. Установлено, что при повышении температуры заливки чугуна с 1360 до 1440 °С глубина пропитки увеличивается, а доля нерастворившихся частиц порошка в структуре КП "ХН80С2Р2 — серый чугун" уменьшается с 68÷65 % до 45÷48 %, что связано с повышением растворимости частиц порошка намазки в чугуне связки. При этом пористость КП уменьшается на 0,91÷1,33 %, а прослойка между нерастворившимися частицами увеличивается с 0,10÷0,12 мм до 0,22÷0,28 мм, что способствует улучшению прочностных свойств материала КП чугунной отливки.

Исследованиями установлены технологические режимы изготовления чугунных отливок с КП из порошков "ХН80С2Р2 — серый чугун" и "НЛБЧ — серый чугун" на основе никелевого сплава, имеющих повышенные прочность и твердость. При этом наилучшие поверхностные свойства имеют отливки с толщиной покрытия 5 мм. При использовании порошка НЛБЧ в качестве покрытия достигается высокая твердость поверхности отливки, соответствующая твердости закаленного чугуна.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бухтоярова В. Н.** Обзор способа совместного напыления и упрочнения покрытий. Воронеж. Государственная Лесотехническая Академия, 2001. 9 с.

2. **Расулов Ф. Р.** Влияния технологических факторов на пропитываемость порошковой намазки. Баку: Ученые записки АзТУ, 2010. С. 70—75.

3. **Расулов Ф. Р.** Повышение свойства материала поверхностного слоя отливок чугунных изделий. Баку: Механика—Машиностроение, 2005. С. 41, 42.

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).