ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

9

2016

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

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

Адрес редакции:

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

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Базров Б. М., Умаров Г. Ш. — Исследование влияния несовпадения технологических и конструкторских баз на точность координирующих размеров поверхностей детали . . . 3

Кремлева Л. В., Малыгин В. И., Лобанов Н. В. — Определение оптимальной технологической базы длинномерных заготовок тел вращения . . . 9

Журавлев Г. А., Жданов А. В., Новиков Р. В., Филимонов В. Н. — Физическая модель контакта упругих тел с краевым касанием . . . 13

Наджафов А. М., Абдуллаев А. И., Ахмедов Б. Б. — Новый механический привод штанговых насосов для добычи нефти . . . 19

Александров И. К. — Способ экспериментально-теоретического определения собственных сил демпфирования в упругом элементе механической системы . . . 25

Тимофеев Г. А., Костиков Ю. В. — Расчет крутильной жесткости волновых зубчатых передач . . . 28

Уварова Л. А., Салиева О. А., Девятерикова Е. А., Галахов Е. И. — Ситуация blow-up в оценках некоторых технологических рисков на примере модельной задачи нелинейного теплопереноса . . . 31

Бровман М. Я. — Определение деформаций при упругопластическом изгибе заготовок . . . 36

Короткин В. И. — Сравнительный анализ напряженности зубьев и нагрузочной способности цилиндрических зубчатых передач Новикова и эвольвентных передач . . . 38

Локощенко А. М. — Определение оптимальной программы осадки цилиндров с учетом трения . . . 44

Ивашов Е. Н., Львов Б. Г., Яговцев В. О. — Локальные алгоритмы вычисления для зондовых методов исследования поверхности и статистического моделирования стохастических задач . . . 49

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Дьяков И. Ф. — Повышение ресурса подшипника скольжения . . . 54

Жиркин Ю. В., Пузик Е. А., Султанов Н. Л. — Проектирование тяжелонагруженных подшипниковых опор при смазочной системе масло—воздух . . . 58

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Морозов В. В., Гусев В. Г., Дворянинова Т. П. — Микрогеометрия поверхности после селективного лазерного спекания металлического порошка . . . 62

Зайдес С. А., Нгуен Х. В. — Влияние охватывающего поверхностного пластического деформирования на изгибную жесткость валов . . . 66

Кирсанов С. В., Цыганков Р. С., Ярных А. Е. — Сверление центральных отверстий в плунжерных втулках топливных насосов ружейными сверлами с износостойкими покрытиями . . . 69

Соколов Ю. А., Павлушин Н. В., Кондратьев С. Ю. — Новые аддитивные технологии с использованием пучка ионов . . . 72

Проблемы теории и практики резания материалов

Боровский Г. В., Каменецкий Л. И., Надольский М. А., Негинский Е. А., Маслов А. Р. — Силовые характеристики процесса резания высокопрочных горных пород алмазным инструментом . . . 77

Волков Д. И., Проскуряков С. Л., Дружков С. С. — Применение модифицированных многофункциональных покрытий металлорежущего инструмента при токарной обработке высокопрочного чугуна . . . 79

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Лагута В. С. — Ранжирование показателей функционирования для принятия решения по выбору вариантов построения производственного процесса на участке механообработки . . . 84

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Декер И. — Современные технологии раскроя металла лазером . . . 86

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Bazrov B. M., Umarov G. Sh. — Research of influence of misalignment of technological and assembly bases on accuracy of coordinating dimensions of part surfaces

Kremleva L. V., Malygin V. I., Lobanov N. V. — Determination of optimal technological base of long-length billets of bodies of revolution

Zhuravlev G. A., Zhdanov A. V., Novikov R. V., Filimonov V. N. — Physical contact model of elastic bodies with edge touching

Nadzhafov A. M., Abdullaev A. I., Akhmedov B. B. — New mechanical drive of sucker rod pumps for oil extraction

Aleksandrov I. K. — Method of experimental and theoretical determination of eigen damping forces in mechanical system elastic element

Timofeev G. A., Kostikov Yu. V. — Analysis of torsional stiffness of harmonic gear drives

Uvarova L. A., Salieva O. A., Devyaterikova E. A., Galakhov E. I. — Blow-up situation in assessment of some technological risks on the example of model problem of non-linear heat transfer

Brovman M. Ya. — Determination of deformations at elastoplastic bending of billets

Korotkin V. I. — Comparative analysis of teeth strains and load-carrying ability of cylindrical Novikov and involute gearings

Lokoshchenko A. M. — Optimal program determination of cylinders shortening with account of friction

Ivashov E. N., L'vov B. G., Yagovtsev V. O. — Local calculating algorithms for probe research methods of surface and statistical modeling of stochastic problems

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

D'yakov I. F. — Increase of sliding bearing life

Zhirkin Yu. V., Puzik E. A., Sultanov N. L. — Design of highly loaded bearing assemblies at oil-air lubricating system

MANUFACTURING ENGINEERING

Morozov V. V., Gusev V. G., Dvoryaninova T. P. — Surface microgeometry after selective laser sintering of metal powder

Zaydes S. A., Nguen Kh. V. — Influence of wrap-around surface plastic deformation on bending stiffness of shafts

Kirsanov S. V., Tsygankov R. S., Yarnykh A. E. — Drilling of central holes in plunger bushings of fuel pumps by gun drills with wear resistant coatings

Sokolov Yu. A., Pavlushin N. V., Kondrat'ev S. Yu. — New additive technologies with application of ion beam

Problems of theory and practice of materials cutting

Borovskiy G. V., Kamenetskiy L. I., Nadol'skiy M. A., Neginskiy E. A., Maslov A. R. — Force characteristics of cutting process of high-strength rocks by diamond tools

Volkov D. I., Proskuryakov S. L., Druzhkov S. S. — Application of modified multifunctional coatings of metal cutting tool at turning processing of high-strength iron

ECONOMICS AND ORGANIZATION OF PRODUCTION

Laguta V. S. — Ranking of performance indices for decision making on selection of variants of production process construction on machining area

TECHNICAL INFORMATION

Deker I. — Modern technologies of metal pattern cutting by laser

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

Сдано в набор 25.07.2016. Подписано в печать 19.08.2016.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

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

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК [658.512.4].001.57

Б. М. БАЗРОВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), Г. Ш. УМАРОВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: umarov.german@gmail.com

Исследование влияния несовпадения технологических и конструкторских баз на точность координирующих размеров поверхностей детали

Установлено, что несовпадение конструкторских и технологических баз может быть полным и частичным. Показано, что при несовпадении баз необходимо учитывать их характер (явные, скрытые), число возникающих технологических размерных цепей и размеры составляющих их звеньев.

Ключевые слова: явная, скрытая, технологическая и конструкторская базы, комплект баз, модуль поверхности, технологическая размерная цепь, несовпадение баз.

It is determined, that misalignment of assembly and technological bases can be full and partial. It is shown, that at misalignment of bases it is necessary to take into account their type (real, latent), number of new technological dimension chains and dimensions of their component members.

Keywords: real, latent, technological and assembly bases, set of bases, surface module, technological dimension chain, misalignment of bases.

При проектировании технологических процессов одной из важнейших задач является выбор технологических баз на этапе разработки маршрутного технологического процесса, оказывающий большое влияние на эффективность технологического процесса (ТП).

При выборе технологических баз используют два принципа — единства баз и совмещения баз. В большинстве случаев стремятся следовать принципу единства баз, когда используют один комплект технологических баз для изготовления по возможности большинства поверхностей детали [1, 2]. Принцип единства баз позволяет повысить эффективность технологического процесса вследствие снижения числа переустановок заготовки и разнообразия станочных приспособлений, но при этом ужесточаются допуски на операционные координирующие размеры. Принцип совмещения баз заключается в совмещении технологических или измерительных баз с конструкторскими базами изготовляемой поверхности. При применении этого принципа увеличиваются число переустановок заготовки и разнообразие станочных приспособлений, что снижает эффективность ТП, но при этом не ужесточаются допуски на операционные координирующие размеры. На практике часто используют оба принципа, и задача заключается в оптимальном их совмещении.

При использовании принципа единства баз возникает несовпадение технологических баз с конструкторскими, что приводит к образованию трехзвенной технологической размерной цепи, составляющими звеньями которой являются размер между изготовляемой поверхностью и технологической базой и размер между технологической и конструкторской базами. В результате ужесточаются допуски на операционные координирующие размеры.

Ярким примером использования принципа единства баз является изготовление корпусных деталей на обрабатывающих центрах, когда все поверхности детали обрабатываются при использовании одного или двух комплектов технологических баз. Этот же принцип широко применяют в технологических процессах массового производства.

Анализ многочисленных работ [3—5 и др.], посвященных исследованию влияния несовпадения баз на точность координирующих размеров поверхностей детали, показал: во-первых, в изучении этого явления отсутствует комплексный подход, т. е. в разных работах рассматриваются отдельные его стороны, например несовпадение только полных комплектов баз или комплектов баз, состоящих только из явных баз; во-вторых, отсутствует общий подход при рассмотрении несовпадения баз, т. е. в одних работах деталь рассматривается как совокупность отдельных поверхностей, а в других — как совокупность групп поверхностей.

В результате отсутствует полная картина влияния несовпадения баз на образование координирующих размеров поверхностей детали и их погреш-

ностей, а рекомендации по учету этого явления носят частный характер. Это приводит к увеличению трудоемкости технологической подготовки производства и времени отладки технологического процесса.

На практике при несовпадении баз возможно не только полное, но и частичное несовпадение комплектов баз [6, 7], при этом в состав комплектов баз могут входить не только явные, но и скрытые базы. Полное несовпадение баз означает, что все базы комплекта технологических баз не совпадают с базами комплекта конструкторских баз. При частичном несовпадении баз одна или две базы комплекта технологических баз не совпадают с базами комплекта конструкторских баз.

Не учитывая при несовпадении баз скрытые базы, можно неправильно выбрать вариант технологических баз из нескольких вариантов, равноценных по критерию точности координирующих размеров. Дело в том, что наличие скрытой базы в составе комплекта баз приводит к существенному усложнению приспособления, так как оно, как правило, должно включать самоцентрирующий механизм, например самоцентрирующий трехкулачковый патрон или самоцентрирующие тиски и др. Поэтому следует выбирать комплект технологических баз, в составе которого отсутствуют скрытые базы.

Изложенное показывает необходимость проведения дальнейших исследований влияния несовпадения баз на образование операционных координирующих размеров и их погрешностей с целью совершенствования метода выбора технологических баз.

Исходные данные для выбора технологических баз содержит чертеж детали. Делая выбор, важно определить объект, на котором сказывается несовпадение баз. В работах, посвященных исследованию несовпадения баз, в качестве такого объекта выступает или поверхность, или группа поверхностей.

В связи с этим все методики по выбору технологических баз можно разделить на две группы: методики, представляющие деталь совокупностью отдельных поверхностей, и методики, представляющие деталь совокупностью групп поверхностей. Методики первой группы имеют существенный недостаток — функционально связанные поверхности могут изготовляться от разных технологических баз, что приводит к усложнению размерных связей между поверхностями детали, технологическими и конструкторскими базами и к накоплению погрешностей их относительного положения. Методики второй группы также можно разделить на две группы. В первом случае деталь представляется совокупностью групп из поверхностей, функционально связанных между собой. Во втором случае поверхности в группах связаны общностью технологии их изготовления. В результате в группу входят поверхности с разными конструкторскими базами. Изготовление их от одного комплекта технологических баз приводит к усложнению размерных связей технологического процесса и накоплению погрешностей размеров их относительного положения.

В связи с изложенным предлагается рассматривать деталь как совокупность групп функционально связанных поверхностей, в качестве которых выступают модули поверхностей (МП), где МП — сочетание поверхностей, предназначенное выполнять соответствующую служебную функцию детали и придавать детали конструктивную форму, обусловленную требованиями эксплуатации и изготовления [2]. Включение в рассмотрение явных и скрытых баз потребовало введения понятия "модуль баз" (МБ), под которым понимается совокупность явных или скрытых баз, образующих комплект баз.

Как известно, разнообразие комплектов баз ограничено четырьмя типами [8]:

установочная — направляющая — опорная (У—Н—О);

установочная — двойная опорная — опорная (У—ДО—О);

двойная направляющая — опорная — опорная (ДН—О—О);

двойная направляющая — двойная опорная (ДН—ДО).

Каждый из комплектов баз может быть образован разными сочетаниями явных (индекс "я") и скрытых (индекс "с") баз. Следовательно, разнообразие модулей баз ограничено семнадцатью вариантами (рис. 1) и возможны шестнадцать вариантов несовпадения баз.

Для исследования влияния несовпадения баз на образование операционных координирующих размеров и их погрешностей примем в качестве технологических и конструкторских баз модуль технологических баз (МТБ), модуль конструкторских баз (МКБ) [9] и построим на них и МП (независимо от их конструктивного оформления) прямоугольные координатные системы (КС).

Получим пространственную технологическую размерную цепь (ТРЦ) (рис. 2), которую можно разложить на шесть технологических размерных цепей:

$$x = x_1 + x_2;$$

$$y = y_1 + y_2;$$

$$z = z_1 + z_2;$$

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2;$$

$$\psi = \psi_1 + \psi_2;$$

$$\theta = \theta_1 + \theta_2.$$

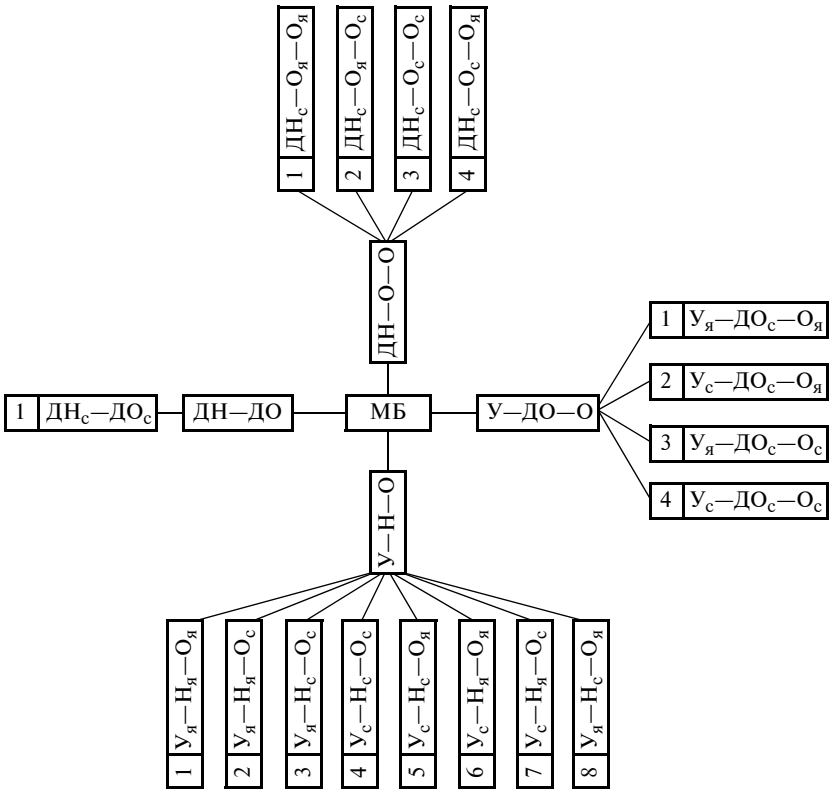


Рис. 1. Разновидности МБ

Тогда при несовпадении МТБ с МКБ в общем случае положение МП будет определяться шестью координирующими размерами — тремя линейными (x, y, z) и тремя угловыми (φ, ψ, θ).

Замыкающее звено пространственной ТРЦ можно выразить в векторной форме [10]:

$$\vec{R}_\Delta = \vec{R}_1 + M_2\vec{R}_2;$$
$$M_\Delta = M_1M_2; \qquad (1)$$
$$M_1 = M_2 = M_xM_yM_z.$$

Здесь:

$\vec{R}_\Delta$ — замыкающее звено ТРЦ, определяющее положение начала КС МП в КС МКБ;

$\vec{R}_1$ — составляющее звено, определяющее положение начала КС МП в КС МТБ;

$\vec{R}_2$ — составляющее звено, определяющее положение начала КС МТБ в КС МКБ;

M_1 — матрица поворотов КС МП относительно КС МТБ;

M_2 — матрица поворотов КС МТБ относительно КС МКБ;

M_Δ — матрица поворотов замыкающего звена.

Матрицы поворотов имеют следующий вид:

$$M_x = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi & -\sin\varphi \\ 0 & \sin\varphi & \cos\varphi \end{vmatrix};$$

$$M_y = \begin{vmatrix} \cos\psi & 0 & \sin\psi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\psi & 0 & \cos\psi \end{vmatrix};$$

$$M_z = \begin{vmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

При определении векторов через их координаты имеем:

$$\begin{vmatrix} x \\ y \\ z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{vmatrix} + M_2 \begin{vmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{vmatrix},$$

где x, y, z — координаты начала КС МП в КС МКБ; x_1, y_1, z_1 — координаты начала КС МП в КС МТБ; x_2, y_2, z_2 — координаты начала КС МТБ в КС МКБ; φ_1, ψ_1, θ_1 — углы поворотов КС МП относительно КС МТБ; φ_2, ψ_2, θ_2 — углы поворотов КС МТБ относительно КС МКБ.

Используя изложенный метод описания несовпадения баз, исследовали влияние разновидностей несовпадения баз на образование операционных координирующих размеров и их погрешностей при полном и частичном несовпадении МТБ с МКБ. Как следует из пространственной ТРЦ (см. рис. 2), влияние разновидностей несовпадения баз проявляется через значения составляющих звеньев трех линейных и трех угловых ТРЦ.

В задачу исследования входило установить влияние вида несовпадения баз на такие характеристики положения КС МТБ в КС МКБ, как вид ТРЦ и значение номиналов координирующих размеров. Исследование провели для комплекта баз У—Н—О,

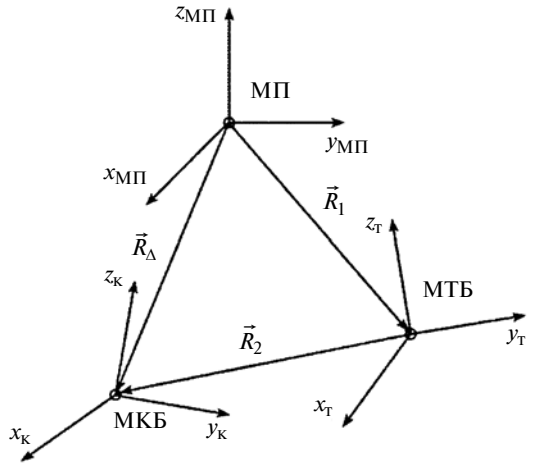


Рис. 2. Технологическая размерная цепь в случае несовпадения технологических и конструкторских баз МП

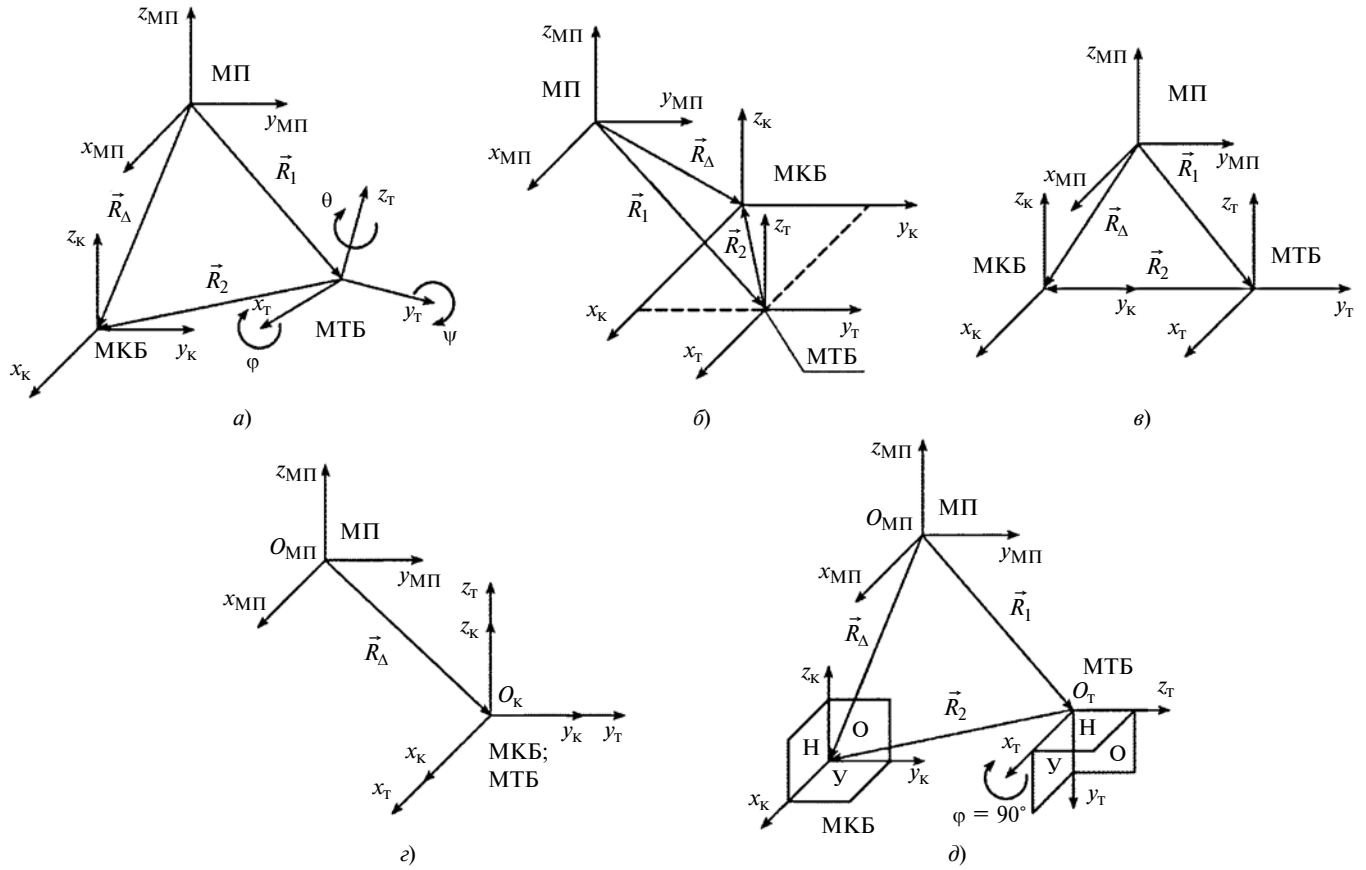


Рис. 3. Типовые случаи расположения КС МТБ в КС МКБ при полном несовпадении баз:
а — общий случай; *б*, *в*, *г* — соответственно один, два, три линейных координирующих размера КС МТБ равны нулю; *д* — поворот КС МТБ вокруг одной оси на 90°

так как остальные комплекты баз сводятся к такой же схеме (3—2—1) распределения опорных точек по координатным плоскостям. В процессе исследования варьировались значения линейных и угловых координирующих размеров КС МТБ в КС МКБ.

Влияние полного несовпадения баз на образование координирующих размеров

Вне зависимости от типа комплекта баз возможен ряд типовых расположений КС МТБ относительно КС МКБ (рис. 3):

общий случай: линейные координирующие размеры КС МТБ не равны нулю, а угловые не кратны 90° (рис. 3, *а*);

линейные координирующие размеры КС МТБ равны нулю: по одной координате — $Z = 0$ (рис. 3, *б*); по двум координатам — $X = Z = 0$ (рис. 3, *в*); по трем координатам — $X = Y = Z = 0$ (рис. 3, *г*);

угловые координирующие размеры КС МТБ кратны 90°, например поворот вокруг оси $x_т$ на 90° (рис. 3, *д*).

Результаты исследования типовых случаев расположения КС МТБ в КС МКБ приведены в табл. 1.

Как следует из табл. 1, в общем случае, когда все линейные координаты не равны нулю, возникают шесть технологических размерных цепей. Если же одна линейная координата КС МТБ равна нулю, например x, то можно записать:

$$\begin{vmatrix} x \\ y \\ z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{vmatrix} + M_2 \begin{vmatrix} 0 \\ y_2 \\ z_2 \end{vmatrix},$$

откуда $x = x_1$, т.е. из шести ТРЦ будет отсутствовать одна линейная ТРЦ.

Таблица 1

Примеры влияния линейных координат КС МТБ на образование технологических размерных цепей

Линейные координаты КС МТБ в КС МКБ	Технологические размерные цепи						
	линейные			угловые			Общее число
	ТРЦ$_x$	ТРЦ$_y$	ТРЦ$_z$	ТРЦ$_\varphi$	ТРЦ$_\psi$	ТРЦ$_\theta$	
R_x; R_y; $R_z \neq 0$	+	+	+	+	+	+	6
$R_x = 0$	—	+	+	+	+	+	5
$R_x = R_y = 0$	—	—	+	+	+	+	4
$R_x = R_y = R_z = 0$	—	—	—	+	+	+	3

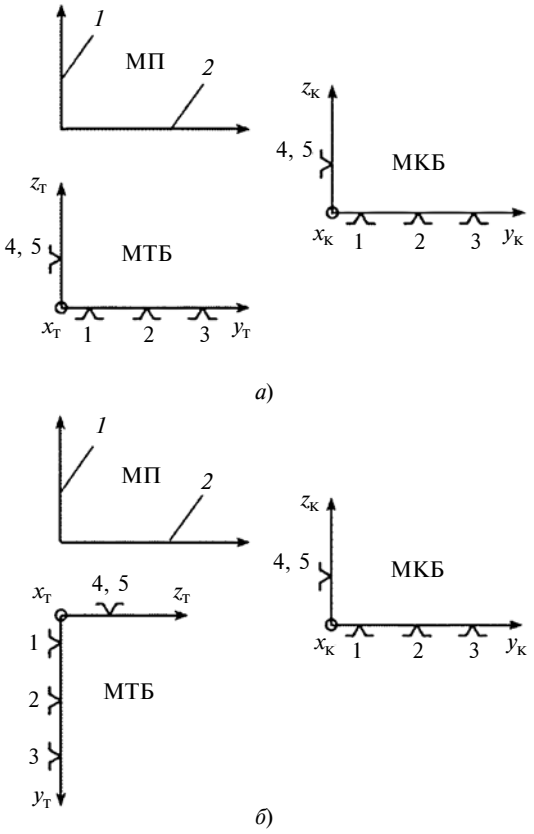


Рис. 4. Пример поворота КС МТБ в особом случае:
а — параллельное расположение КС; *б* — поворот КС МТБ вокруг оси $x_т$ на 90°

Что касается матрицы M_Δ поворотов, то она остается неизменной, как в общем случае (1). В результате возникают пять технологических размерных цепей — две линейные и три угловые, а при нулевом значении двух и трех линейных координат возникают соответственно четыре и три ТРЦ.

Рассмотрим особые случаи, когда угловые координаты КС МТБ в КС МКБ изменяются на угол, кратный 90°. На рис. 3, *д* показан поворот КС МТБ вокруг оси $x_т$ на на 90°. Запишем матрицу поворотов:

$$M_x = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \end{vmatrix};$$

$$M_y = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}; \qquad (2)$$

$$M_z = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

Исходя из свойств единичной матрицы [11], можно записать $M_2 = M_x$. Примем, что $x_к O_к y_к$ — установочная база, $x_к O_к z_к$ — направляющая база, $y_к O_к z_к$ — опорная база и до поворота КС МТБ было: $x_т O_т y_т$ — установочная база, $x_т O_т z_т$ — направляющая база, $y_т O_т z_т$ — опорная база. Тогда поверхность *1* МП (рис. 4, *а*) будет изготовляться от установочной базы $x_т O_т y_т$, а поверхность *2* — от направляющей базы $x_т O_т z_т$, что совпадает с установочной и направляющей базами МКБ. После поворота КС МТБ вокруг оси $x_т$ на 90° из полученной матрицы поворотов (2) следует, что оси $z_т$ и $y_т$ повернулись относительно положения КС МКБ, а вместе с ними повернулись координатные плоскости $x_т O_т y_т$ и $x_т O_т z_т$. В результате произошло изменение распределения указанных баз по координатным плоскостям в сравнении с КС МКБ. Теперь поверхность *2* (рис. 4, *б*) будет изготовляться от установочной базы, а поверхность *1* — от направляющей базы.

В обоих случаях имеются три угловые ТРЦ. В первом случае, когда оси $x_т$, $y_т$, $z_т$ параллельны соответственно осям $x_к$, $y_к$, $z_к$ МКБ, во всех ТРЦ составляющие звенья имеют номинал, равный 0°, во втором случае две угловые ТРЦ будут иметь составляющие звенья, равные 90°, как это видно из матриц.

Матрицы поворота в первом случае:

$$M_x = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos 0^\circ & -\sin 0^\circ \\ 0 & \sin 0^\circ & \cos 0^\circ \end{vmatrix};$$

$$M_y = \begin{vmatrix} \cos 0^\circ & 0 & \sin 0^\circ \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin 0^\circ & 0 & \cos 0^\circ \end{vmatrix};$$

$$M_z = \begin{vmatrix} \cos 0^\circ & -\sin 0^\circ & 0 \\ \sin 0^\circ & \cos 0^\circ & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

Матрицы поворота во втором случае:

$$M_x = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos 90^\circ & -\sin 90^\circ \\ 0 & \sin 90^\circ & \cos 90^\circ \end{vmatrix};$$

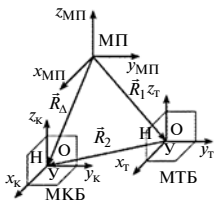
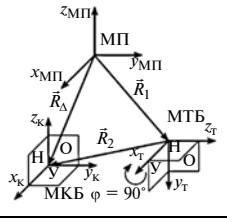
$$M_y = \begin{vmatrix} \cos 90^\circ & 0 & \sin 90^\circ \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin 90^\circ & 0 & \cos 90^\circ \end{vmatrix};$$

$$M_z = \begin{vmatrix} \cos 90^\circ & -\sin 90^\circ & 0 \\ \sin 90^\circ & \cos 90^\circ & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

В табл. 2 приведены результаты исследования влияния поворота КС МТБ в КС МКБ на угол 90° на изменение распределения наименований баз по координатным плоскостям МТБ в сравнении с МКБ.

Таблица 2

Изменение распределения наименований баз по координатным плоскостям при повороте КС МТБ на 90°

Поворот КС МТБ	Схема расположения баз	Расположение установочной, направляющей и опорной баз на координатных плоскостях КС МТБ		
		$x_T O_T y_T$	$x_T O_T z_T$	$z_T O_T y_T$
Поворот отсутствует		У	Н	О
Вокруг оси x_T на 90°		Н	У	О

Влияние частичного несовпадения баз на образование координирующих размеров

Возможны два вида частичного несовпадения баз: несовпадение двух баз МТБ с базами МКБ и несовпадение одной базы МТБ с базами МКБ. В табл. 3 приведены возможные варианты частичного несовпадения баз при несовпадении одной и двух баз МТБ с базами МКБ.

При полном совпадении МТБ с МКБ все координаты КС МТБ в КС МКБ равны нулю. Условием существования частичного несовпадения баз является нулевое значение угловых координат (φ, ψ, θ)

Таблица 3

Разновидности частичного несовпадения технологических баз с конструкторскими базами

Число несовпадающих баз МТБ	База МКБ		
	У	Н	О
Одна	У — —	— Н —	— — О
Две	У У —	Н — Н	— О О

Таблица 4

Технологические размерные цепи при частичном несовпадении баз

Несовпадающие базы МТБ	Число технологических размерных цепей		
	линейных	угловых	общее число
О	1	—	1
Н	1	1	2
У	1	2	3
У и Н	2	3	5
У и О	2	2	4
Н и О	2	1	3

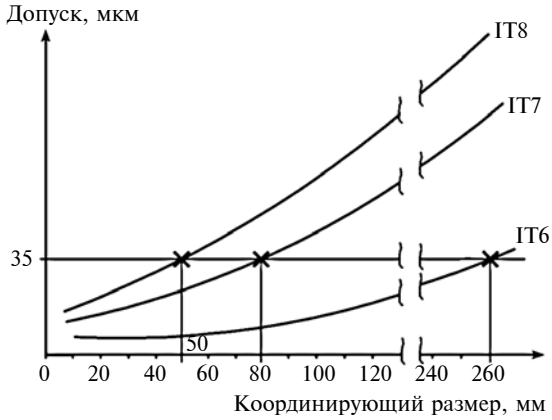


Рис. 5. Зависимость квалитета линейного размера от его номинала

КС МТБ в КС МКБ. При несовпадении одной базы МТБ с базой МКБ одна линейная координата КС МТБ не равна нулю. В качестве такой базы может выступать любая база: установочная, направляющая, опорная. От наименования несовпадающей базы зависят число и вид ТРЦ. Например, если не совпадает опорная база, то возникает одна линейная ТРЦ. Если не совпадает установочная база, то возникают одна линейная и две угловые ТРЦ. В случае несовпадения двух баз две линейные координаты КС МТБ не будут равны нулю. В этом случае также число и виды ТРЦ зависят от наименования несовпадающих баз. Например, если не совпадают установочные и опорные базы, то возникают две линейные и две угловые ТРЦ. Результаты исследования влияния частичного несовпадения баз на образование операционных координирующих размеров приведены в табл. 4.

Из приведенных примеров можно сделать вывод: число ТРЦ при частичном несовпадении баз зависит от наименования и числа несовпадающих баз.

Отметим, что несовпадение баз приводит к росту трудоемкости достижения заданной точности координирующих размеров поверхностей детали из-за ужесточения допусков на операционные координирующие размеры, которые зависят не только от возникновения ТРЦ, но и от значений линейных операционных координирующих размеров, выступающих в роли составляющих звеньев. Например, трудоемкость достижения допуска, равного 0,1 мм, на длине 10 мм меньше трудоемкости достижения этого же допуска на длине 1000 мм. Это обстоятельство можно учесть при выборе технологических баз, если воспользоваться зависимостью значения квалитета (IT) от значений координирующих размеров при заданном допуске (рис. 5).

Выводы

1. Несовпадение технологических баз с конструкторскими может быть полным и частичным.

2. При полном несовпадении баз число ТРЦ может изменяться от трех линейных и трех угловых до

УДК 621.91

Л. В. КРЕМЛЕВА, В. И. МАЛЫГИН, доктора технических наук, Н. В. ЛОБАНОВ, канд. техн. наук
(Северный (Арктический) федеральный университет им. М. В. Ломоносова, г. Северодвинск),
e-mail: l.kremleva@narfu.ru

Определение оптимальной технологической базы длинномерных заготовок тел вращения

Предложена методика расчета технологической базы длинномерных заготовок тел вращения, основанная на бесконтактном измерении поперечных сечений цилиндрических ступеней заготовок. Оптимизация осевой базы минимизирует неравномерности распределения припуска по цилиндрическим поверхностям в зависимости от их размеров и объема снимаемого материала.

Ключевые слова: вал, осевая технологическая база, технологическая наследственность, неравномерность припуска, математическое моделирование.

The analysis methodic of a technological base of long-length billets of solids of revolution, based on non-contact measurement of cross-sections of billets cylindrical steps, is suggested. The optimization of axial base minimizes non-uniformities of allowance distribution on cylindrical surfaces depending on their dimensions and volume of removed material.

Keywords: shaft, axial technological base, technological heredity, non-uniformity of allowance, mathematical modeling.

Функциональные и эксплуатационные характеристики деталей машин зависят не только от конструктивных форм и свойств материалов, из которых они изготовляются, но и от точности формы и расположения формируемых в процессе механической обработки рабочих поверхностей, которые зависят от технологической наследственности [1, 2], проявляющейся на всех этапах процесса. Практически наследуются свойства материалов и поверхностных слоев, конструктивные и размерные погрешности. Разработка технологических мероприятий, связанных с минимизацией коэффициента наследственности, особенно актуальна при изготовлении ответственных деталей сборочных единиц, например судовых валопроводов и их элементов [3]. В этом случае определение оптимальной пространственной ориентации крупногабаритных цилиндрических заготовок с существенными искривлениями и искажениями формы для обеспечения равномерности припуска на механическую обработку становится актуальным, например, при центрировании заготовок на токарных станках. При этом необходимо учитывать все отклонения формы заготовки, т. е. не только отклонения от цилиндричности и круглости поперечных сечений, но и отклонения угловые и образующей от прямолинейности.

Ряд фирм — производителей технологического оборудования, в основном деревообрабатывающего, предлагают устройства для автоматизирован-

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

трех угловых ТРЦ. При частичном несовпадении баз число ТРЦ может изменяться от двух линейных и трех угловых до одной линейной ТРЦ.

3. Для учета характера баз (явные, скрытые) следует ввести понятие "модуль баз", под которым понимается комплект баз, представляющий собой совокупность явных и скрытых баз.

4. При несовпадении баз на трудоемкость достижения заданной точности координирующих размеров поверхностей детали оказывают влияние число ТРЦ и величины их звеньев.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Балакшин Б. С.** Основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1969. 358 с.
2. **Базров Б. М.** Модульная технология в машиностроении. М.: Машиностроение, 2001. 368 с.
3. **Соломенцев Ю. М.** Проектирование технологии в автоматизированном производстве. М.: Машиностроение, 1990. 416 с.
4. **Байбаков С. В.** Повышение производительности проектирования технологических процессов механической обработки корпусных деталей: Дис. канд. техн. наук / РГУНГ им. И. М. Губкина. Москва. 2010. 146 с.
5. **Саратов А. А.** Моделирование процесса выбора технологических баз: Дис. канд. техн. наук / МГТУ им. Н. Э. Баумана. Москва. 1983. 195 с.
6. **Базров Б. М., Умаров Г. Ш.** Анализ механизма образования погрешностей координирующих размеров поверхностей детали в процессе ее изготовления // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2014. № 9. С. 14—18.
7. **Умаров Г. Ш.** Разновидности несовпадения технологических баз с конструкторскими базами при проектировании технологических процессов деталей // Справочник. Инженерный Журнал. 2015. № 11. С. 3—6.
8. **ГОСТ 21495—76.** Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1976. 36 с.
9. **Умаров Г. Ш.** Модули технологических баз и их реализация // Справочник. Инженерный Журнал. № 11. 2013. С. 7—10.
10. **Базров Б. М.** Расчет точности машин на ЭВМ. М.: Машиностроение, 1984. 256 с.
11. **Кострикин А. И., Манин Ю. И.** Линейная алгебра и геометрия. М.: Наука, 1986. 304 с.

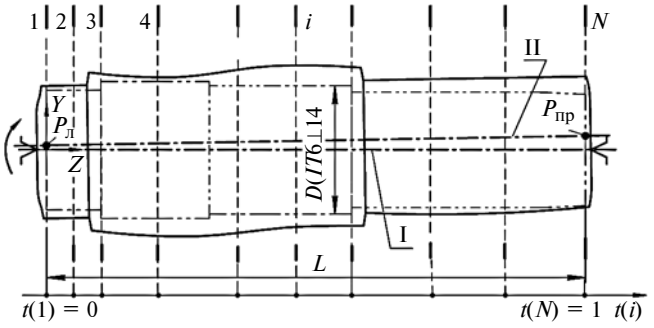


Рис. 1. Схема измерения поперечных сечений заготовки длинномерных тел вращения:

1, ..., *i*, ..., *N* — измеряемые сечения; I — измерительная (предварительная) база; II — осевая (определяемая) технологическая база

ного центрирования заготовок. Так, фирма Raute (Финляндия) предлагает способ базирования цилиндрических заготовок с помощью центровочно-загрузочных устройств по технологии ориентации Smart Scan XY [4], позволяющий устанавливать технологическую ось в автоматическом режиме, что сокращает вспомогательное время. Широкое использование программируемых контроллеров в системах управления станков приводит к необходимости разработки их алгоритмического и программного обеспечения, позволяющего в режиме реального времени определять оптимальные координаты центров заготовки для минимизации неравномерности распределения технологического припуска, что способствует снижению наследственных погрешностей и повышению точности обработки.

Для практического решения задачи разработана методика расчета оптимальной осевой технологической базы ступенчатых цилиндрических заготовок с существенными отклонениями формы поперечных сечений и наличием кривизны образующих цилиндрических ступеней. Исходными данными для расчета являются измерения N поперечных сечений заготовки с помощью лазерных сканирующих дальномеров относительно произвольно выбранной предварительной измерительной базы (рис. 1, ось Z).

При сканировании поверхности заготовки по длине в N сечениях получаем массив значений радиусов $R(i, j)$ профиля заготовки относительно измерительной осевой базы, где $i = 1, ..., N$ — номер поперечного сечения; $j = 0, ..., K$ — индекс измеренных точек в i-м сечении. Сформированный в результате измерений массив является основой для дальнейших расчетов. Число K измеряемых точек, приходящихся на сечение, зависит от принятой угловой частоты дискретизации аналого-цифрового преобразователя измерительной системы. Для расчета основной технологической оси относительно координат станочной системы при обработке определяют положение центра тяжести i-го поперечного сечения в измерительной (предварительной) системе координат XOZ по формулам:

$$\begin{cases} X_ц(i) = \dfrac{2/3 \sum\limits_{j=1}^{K} R_{ср}^3(j)\cos[2\pi(j-0{,}5)]}{\sum\limits_{j=1}^{K} R_{ср}^2(j)}; \\ Y_ц(i) = \dfrac{2/3 \sum\limits_{j=1}^{K} R_{ср}^3(j)\sin[2\pi(j-0{,}5)]}{\sum\limits_{j=1}^{K} R_{ср}^2(j)}, \end{cases} \quad (1)$$

где $X_ц(i)$ и $Y_ц(i)$ — координаты центра тяжести i-го поперечного сечения; $R_{ср}(j) = [R(j) + R(j + 1)]/2$ — среднее значение радиусов двух соседних точек в измеряемом сечении (рис. 2).

Для оптимальной ориентации заготовки при центрировании на станке определяют коэффициенты параметрического уравнения технологической оси центров в измерительной системе координат по формулам:

$$\begin{cases} x[t(i)] = A + Bt(i); \\ y[t(i)] = C + Dt(i); \\ z[t(i)] = Lt(i), \end{cases} \quad (2)$$

где A, B, C и D — коэффициенты уравнения искомой оси; L — длина заготовки; t — скалярный нормированный параметр прямой: $0 \le t(i) \le 1$.

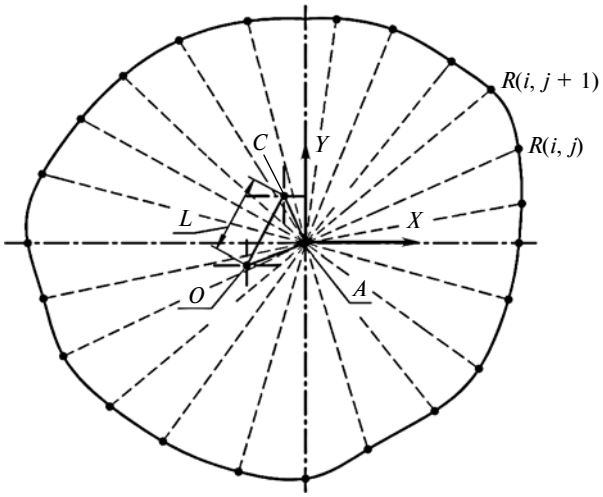


Рис. 2. Схема определения оптимальной линии центров заготовки для *i*-го сечения:

A — измерительная база; *O* — центр тяжести сечения; *C* — точка пересечения искомой линии центров и плоскости *i*-го сечения; *L* — минимизируемое расстояние

Параметр $t(i)$, определяющий положение измеренного сечения вдоль оси заготовки, связан с его номером зависимостью

$$t(i) = (i - 1)/(N - 1).$$

Начальная и конечная точки искомой осевой технологической базы принадлежат торцевым сечениям заготовки и определяются соответственно параметрами $t(1) = 0$ и $t(N) = 1$.

Коэффициенты уравнений (2) определяли методом наименьших квадратов, минимизирующим квадрат расстояния от точек пересечения определяемой оси центрирования заготовки с плоскостями поперечных сечений до центров тяжести соответствующих сечений (см. рис. 2):

$$\sum_{i=1}^{N} v(i)\{[x[t(i)] - X_{\text{ц}}(i)]^2 + [y[t(i)] - Y_{\text{ц}}(i)]^2\} \to \to \min, \quad (3)$$

где $v(i)$ — весовой коэффициент i-го поперечного сечения, удовлетворяющий условию

$$\sum_{i=1}^{N} v(i) = 1. \quad (4)$$

После подстановки уравнений (2) в условие (3) с учетом равенств (1) и нахождения частных производных по неизвестным коэффициентам A, B, C и D получим систему уравнений:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^{N} v(i)[2Bt(i) + 2A - 2X_{\text{ц}}(i)] = 0; \\ \sum_{i=1}^{N} 2v(i)[Bt(i) + A - X_{\text{ц}}(i)]t(i) = 0; \\ \sum_{i=1}^{N} v(i)[2Dt(i) + 2C - 2Y_{\text{ц}}(i)] = 0; \\ \sum_{i=1}^{N} 2v(i)[Dt(i) + C - Y_{\text{ц}}(i)]t(i) = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Решение уравнений (5) относительно неизвестных коэффициентов определит параметрическое уравнение (2) оси оптимального центрирования заготовки, при этом: $x(0) = A$ и $y(0) = C$; $x(1) = A + B$ и $y(1) = C + D$ — координаты правого и левого центров технологической оси относительно измерительной системы координат.

Наиболее неоднозначным является принцип формирования весовых коэффициентов $v(i)$, величина которых фактически определяет снижение неравномерности распределения припуска по ступеням цилиндрической заготовки. Весовой коэффициент i-го поперечного сечения определяем по формуле

$$v(i) = \text{ves}(i)/\sum_{i=1}^{N} \text{ves}(i), \quad (6)$$

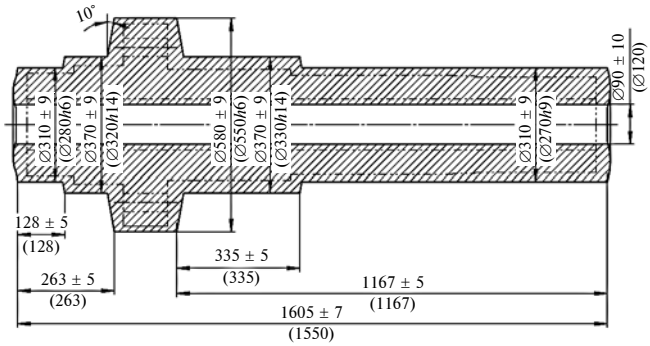


Рис. 3. Эскиз заготовки вала судовой движительно-рулевой колонки

где

$$\text{ves}(i) = \pi[R^2_{k\,\text{заг}}(i) - R^2_{k\,\text{ном}}(i)]l_k(i)/T_k(i). \quad (7)$$

Здесь $R_{k\,\text{заг}}(i)$ — радиус k-й ступени заготовки вала; $R_{k\,\text{ном}}(i)$ — номинальный радиус k-й ступени вала; $l_k(i)$ — длина ступени; $T_k(i)$ — нормируемый допуск на номинальный размер ступени, определяющий точность обработки.

Таким образом, наиболее точные поверхности, с которых снимаются наибольшие припуски, при введении весовых коэффициентов, определяемых с помощью формул (6) и (7), должны иметь наименьшую неравномерность распределения припуска по длине.

Численным моделированием определяли технологическую ось центров заготовки вала редуктора судовых движительно-рулевых колонок. Вал имел пять цилиндрических ступеней с номинальными размерами: ∅280h6, ∅320h14, ∅550h6, ∅330h14, ∅270h9 и соответствующие длины. Размеры заготовки, номинальные размеры вала и предельные отклонения показаны на рис. 3.

Выбрали 11 поперечных сечений со следующими параметрами по длине заготовки:

$$t(1) = 0; \quad t(2) = 0{,}07; \quad t(3) = 0{,}08; \quad t(4) = 0{,}16;$$

$$t(5) = 0{,}17; \quad t(6) = 0{,}27; \quad t(7) = 0{,}28; \quad t(8) = 0{,}48;$$

$$t(9) = 0{,}5; \quad t(10) = 0{,}75; \quad t(11) = 1.$$

Определенные по формулам (6) и (7) весовые коэффициенты составили: $v(1) = 0{,}08$ и $v(2) = 0{,}08$ для ступени ∅280h6; $v(3) = 0{,}004$ и $v(4) = 0{,}004$ для ступени ∅320h14; $v(5) = 0{,}16$ и $v(6) = 0{,}16$ для ступени ∅550h6; $v(7) = 0{,}004$ и $v(8) = 0{,}004$ для ступени ∅320h14; $v(9) = 0{,}17$, $v(10) = 0{,}17$ и $v(11) = 0{,}17$ для ступени ∅270h9.

Расчет провели для двух вариантов отклонения формы заготовки: первый — задавали отклонения поперечных сечений только от круглости; второй — задавали отклонения сечений от круглости и их отклонения от соосности по длине. Величину отклонений моделировали с помощью генератора случайных чисел в пределах −6÷+6 мм.

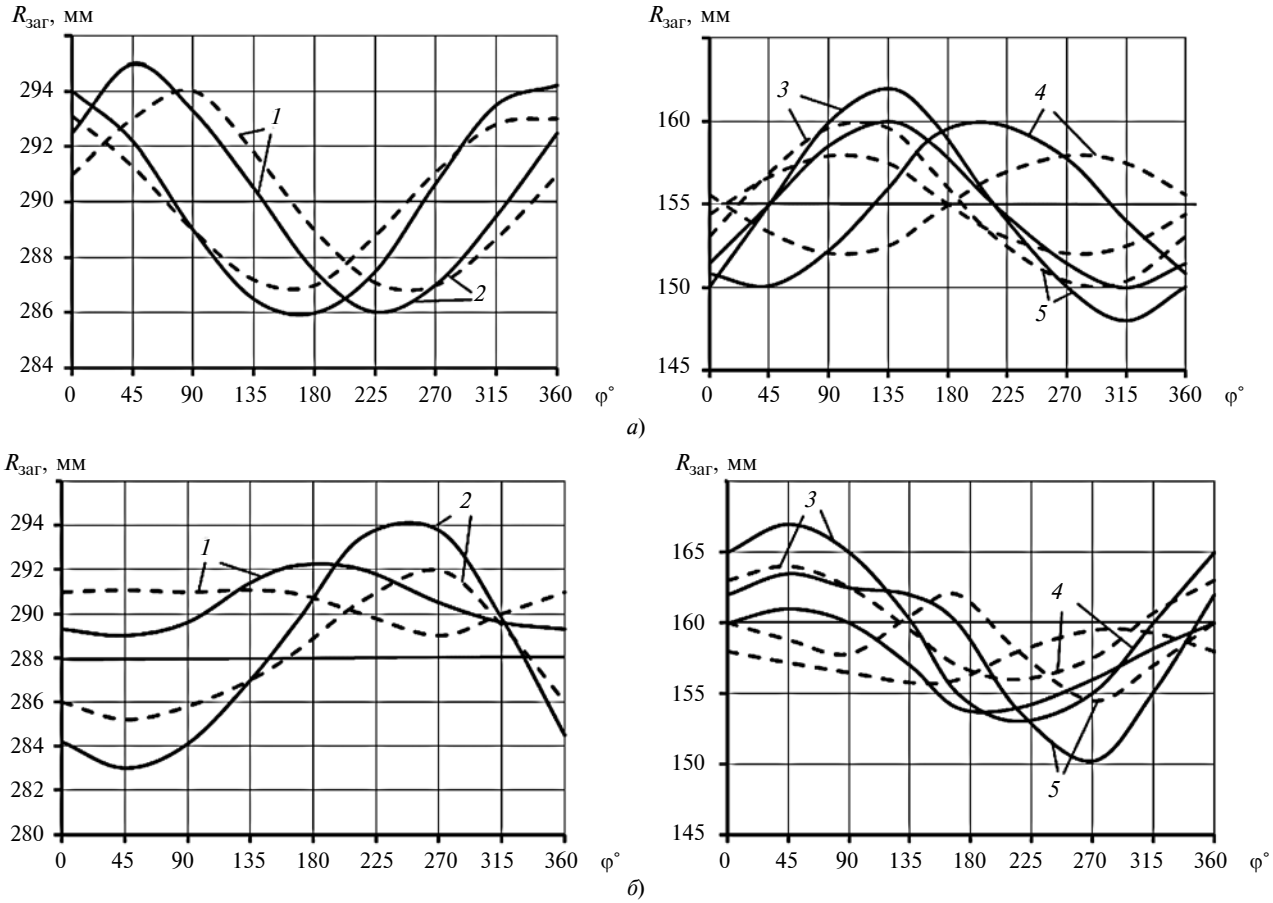


Рис. 4. Определение осевой технологической базы длинномерной заготовки ступенчатого вала в поперечных сечениях с отклонениями от круглости (*а*) и отклонениями от круглости и соосности (*б*)

Результат оптимизации — координаты положений центров на торцевых сечениях заготовки относительно исходной измерительной базы:

первый вариант: $X_л$ = 1,58 мм, $Y_л$ = 0,85 мм, $X_{пр}$ = 2,09 мм, $Y_{пр}$ = 4,33 мм;

второй вариант: $X_л$ = −0,26 мм, $Y_л$ = −0,46 мм, $X_{пр}$ = 4,64 мм, $Y_{пр}$ = 0,37 мм.

Коэффициент снижения неравномерности распределения припуска по ступеням заготовки определяли по формуле:

$$k = [\Delta R_{исх}/(\Delta R_{исх} - \Delta R_{опт})]100,$$

где $\Delta R_{исх}$ и $\Delta R_{опт}$ — разности максимальных и минимальных радиусов заготовки относительно измерительной базы до и после оптимизации соответственно.

На рис. 4 приведены результаты оптимизации обоих вариантов для сечений с номерами 5 и 6, расположенными на ступени ∅550*h*6 (линии *1* и *2*), и сечений с номерами 9, 10, 11, выбранными на ступени ∅270*h*9 (линии *3*, *4* и *5*). Сплошной линией показаны отклонения заготовки относительно исходной измерительной базы, штриховой — радиальные отклонения заготовки $R_{заг}$ относительно оптимизированной осевой базы.

Наибольший коэффициент снижения неравномерности распределения припуска получен для ступени с коэффициентом $v(i)$ = 0,17 (∅270*h*9) и составил 53 % для первого варианта и 34 % — для второго.

Полученные результаты позволили сделать вывод об эффективности данного подхода к определению пространственной ориентации ступенчатых цилиндрических заготовок с большими отклонениями формы. Методика проста в реализации и не содержит требований к выбору исходной измерительной базы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дальский А. М.** Технологическая наследственность в машиностроительном производстве. М.: Изд-во МАИ, 2000. 215 с.

2. **Ящерицын П. И., Рыжов Э. В., Аверченков В. И.** Технологическая наследственность в машиностроении. Минск: Наука и техника, 1977. 215 с.

3. **Корсаков В. С.** Автоматизация производственных процессов. М.: Высшая школа, 1978. 295 с.

4. **Сайт** компании Raute. 2011 [Электронный ресурс]. URL: http://www.raute.ru/c/document_library/

УДК 62-231.1.001.57.

Г. А. ЖУРАВЛЕВ, канд. техн. наук (ИММиКН им. И. И. Воровича ЮФУ), А. В. ЖДАНОВ, канд. техн. наук, Р. В. НОВИКОВ, В. Н. ФИЛИМОНОВ, канд. техн. наук (Владимирский ГУ), e-mail: tpm@vlsu.ru

Физическая модель контакта упругих тел с краевым касанием[1]

Предложены физическая модель контакта и способ экспериментального исследования контактного взаимодействия упругих тел с краевым касанием, которые применимы для оценки влияния геометрических параметров реальных контактных и трибоконтактных узлов машин, моделируемых в виде упругих роликов, а также влияния свойств материалов контактактирующих элементов узла и условий их смазывания.

Ключевые слова: краевое касание, физическая модель, контакт, контактная задача, распределение контактного давления.

The physical model of a contact and the method of experimental research of contact interaction of elastic bodies with edge touching, which are applicable for assessment of influence of geometric parameters of real contact and tribocontact machine components, modeled as elastic rollers, and also the influence of material properties of contacting component elements and conditions of their lubricating, are suggested.

Keywords: edge touching, physical model, contact, contact problem, distribution of contact pressure.

Традиционные способы испытания образцов при их контактном взаимодействии, например в машинах трения [1], реализуют начально-линейное касание образцов. Испытуемые образцы выполнены в виде роликов с параллельными осями, каждый из которых имеет прямолинейную образующую, чем достаточно качественно реализуется их начально-линейное касание. В других случаях как минимум один из роликов имеет бочкообразную форму, что обеспечивает начально-точечное касание испытуемых образцов. Такой способ реализуется устройством, которое содержит станину, держатели для испытуемых образцов, узел их нагружения, а также установленную на станине поворотную (в плоскости держателей) плиту и асинхронные шарнирные муфты [2]. При этом учитываются особенности кинематики зубчатого зацепления, в частности изменение знака вектора скорости скольжения зубьев при переходе фазы полюса зацепления, что приводит к более точному моделированию условий трибологического контакта зубьев в разных фазах их зацепления, а в результате — к уточнению выбора геометрических параметров, материалов зубчатых колес и смазочного материала.

Однако в обоих случаях традиционные образцы цилиндрической формы с начально-линейным касанием или бочкообразной формы с начально-точечным касанием моделируют в основном идеализируемые (а не реальные) условия контакта узлов машин. На самом деле для тяжелонагруженных контактных узлов машин, например для разнорежимных силовых зубчатых передач, наиболее типичным является краевой контакт. Его проявление определяет повышенную концентрацию контактных напряжений и, как следствие, ухудшение таких показателей качества контактного узла, как нагрузочная способность и ресурс безотказной работы, а также — уровней виброакустических показателей. Меняются даже сами принципы выбора геометрических параметров его контактных элементов.

На рис. 1 приведена схема контактного взаимодействия роликов *1* и *2* с пересекающимися осями и областью ω краевого контакта при сжатии силой *F*. Отсутствие принципиальной возможности испытания образцов с пересекающимися осями связано с необходимостью задания и поддержания определенного уровня возникающего уравновешенного крутящего момента M_y в процессе эксперимента [3], тем более что неуравновешенность

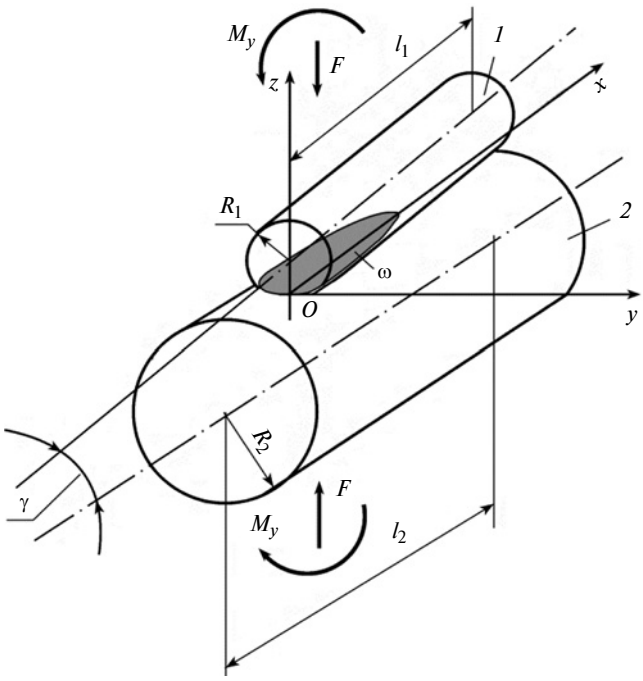


Рис. 1. Схема контакта роликов с пересекающимися осями

[1] Работа выполнена при частичной поддержке грантов № 213.01—2014/03ВГ (ЮФУ) и ГБ-921/14 (ВлГУ).

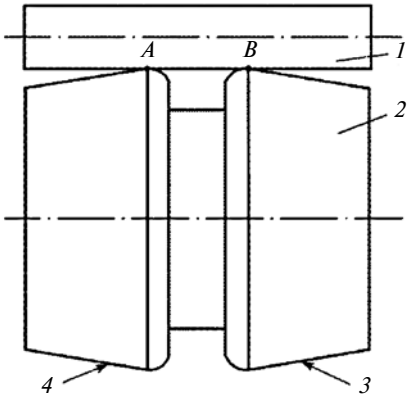


Рис. 2. Модель контакта упругих роликов с параллельными осями и с краевым касанием в точках *A* и *B* области их внутренних торцевых участков

возникающего крутящего момента влияет на деформированное состояние элементов испытательного устройства и этим также меняет условия контакта, а величина крутящего момента M_y зависит от многих факторов и чаще всего не остается неизменной в процессе испытания одних и тех же образцов. Сложность реализации при известных способах испытания образцов механизма сохранения постоянства заданного угла γ перекоса осей и поддержания определенного крутящего момента M_y препятствует выполнению испытаний.

Указанное осложняется еще и тем, что именно краевой контакт упругих роликов с пересекающимися осями не имеет достаточно строгой аналитической оценки. Пространственный характер задачи определения области контакта и закона контактного давления контактирующих тел сложной формы наиболее достоверно (при отсутствии аналитического метода) учитывается численными методами, например методом конечных элементов (МКЭ). Однако для МКЭ характерны сложность построения модели в зоне начально-точечного контакта и трудность оценки точности полученных результатов, что нередко приводит к выбору неверной модели и даже к принципиально ошибочным выводам. Все это делает применение МКЭ (особенно в исследовательских целях) не всегда надежным. Поэтому для оценки особенностей краевого контакта тел, моделируемых роликами, наиболее эффективным представляется использование экспериментального способа испытаний, например, изложенного в настоящей статье. Предлагаемый способ может оказаться весьма рациональным для проверки окончательных результатов, полученных численным методом.

Отсутствие учета особенностей механизма краевого контакта в экспериментальной практике приводит к низкой точности выбора рациональных геометрических параметров контактных элементов и параметров закругления их краевых участков, а также свойств их материалов и условий смазывания.

Особенности предлагаемых физических моделей и способа испытания упругих образцов (например, роликов с параллельными осями и краевым начальным касанием) заключаются в том, что один из контактирующих образцов (рис. 2, ролик *2*) или каждый (рис. 3, ролики *1* и *2*) выполнены с двумя взаимно-симметричными контактными поверхностями модифицированной формы. Модифицированные контактные поверхности обеспечивают начально-точечное (см. рис. 2, точки *A* и *B*) или близкое к нему касание образцов в области их торцевых участков, которые в зависимости от положения мест начально-точечного или близкого к нему касания образцов могут быть внутренними (см. рис. 2) или внешними (см. рис. 3) относительно двух взаимно-симметричных модифицированных контактных поверхностей *3* и *4*.

По форме каждый нецилиндрический ролик может быть выполнен, в частности, с контактными поверхностями второго порядка, например с зеркально-коническими или зеркально-эллипсоидальными. Наиболее рациональную пару контактирующих образцов получаем при выполнении одного из них в виде отрезка цилиндра или в виде сегмента с плоской и цилиндрической контактными поверхностями.

Такую модель можно применять при оценках показателей контакта по критериям контактной усталости, износостойкости и задиростойкости, например посредством испытаний роликов на машине трения. Результаты этих оценок могут служить базой для усовершенствования тяжелонагруженных контактных и трибоконтактных узлов машин вследствие обеспечения более обоснованного вы-

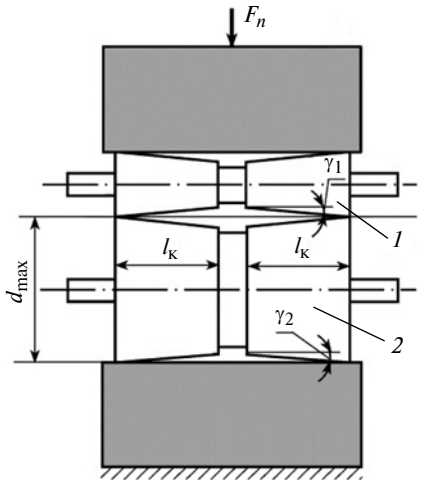


Рис. 3. Модель контакта двух упругих роликов с параллельными осями и с краевым касанием в области их внешних торцевых участков

бора геометрических параметров контактных элементов и закругления их краевых участков, а также свойств используемых материалов моделируемых деталей и смазочных веществ.

Симметрично-конические поверхности *3* и *4* ролика *2* (см. рис. 2) с краевым касанием образуют два усеченных круглых прямых конуса с одинаковыми углами конуса. Если угол конусов ролика *2* в этом варианте модели равен углу γ перекоса осей двух цилиндрических роликов в модели, соответствующей схеме на рис. 1, и равнодействующая сила сжатия роликов модели по рис. 2 в 2 раза больше, чем по рис. 1, то при соответствующем выборе суммарной длины активных контактных участков роликов на рис. 2 эти две модели адекватны.

Зеркально-конические контактные поверхности роликов *1* и *2* (см. рис. 3) с внешним краевым касанием образуют два усеченных круглых прямых конуса с разными углами γ_1 и γ_2 этих конусов.

Модель по рис. 3 адекватна модели по рис. 1, если величины равнодействующих сил F и F_n сжатия роликов и углов γ, γ_1 и γ_2 удовлетворяют условиям: $F_n = 2F$; $\gamma_1 + \gamma_2 = \gamma$.

Принципиальным отличием моделей по рис. 2 и 3 от модели по схеме на рис. 1 является то, что независимо от места расположения участков начального касания взаимно-симметричных контактных поверхностей роликов по их внутренним или внешним областям, использованием моделей по рис. 2 и 3 можно реализовать контакт с любым заданным углом перекоса контактных поверхностей при сохранении параллельности осей испытуемых роликов.

То, что образцы, показанные на рис. 2 и 3, содержат симметрично-конические контактные элементы с переменными радиусами поперечных сечений, при необходимости может быть учтено расчетным путем.

Таким образом, благодаря выполнению как минимум одного из контактирующих роликов с двумя взаимно-симметричными нецилиндрическими областями контактных поверхностей для их усталостных испытаний на контактную выносливость или для испытаний на износостойкость можно использовать традиционные машины трения. При этом определение области контакта и закона контактного давления требует предварительного (и/или в процессе эксперимента) статического нагружения. Рассмотрим эти вопросы на примере чисто статических испытаний, для которых достаточно иметь простые по конструктивному исполнению устройства для нагружения образцов под прессом. На рис. 4 представлена схема одного из таких нагружающих устройств с установленными симметрично-коническим (*1*) и сегментальным (*2*) образцами.

Для определения максимальных контактных напряжений и исследования закона контактного давления образцов с краевым касанием применимы разнообразные образцы, в том числе сегментального или роликового типов.

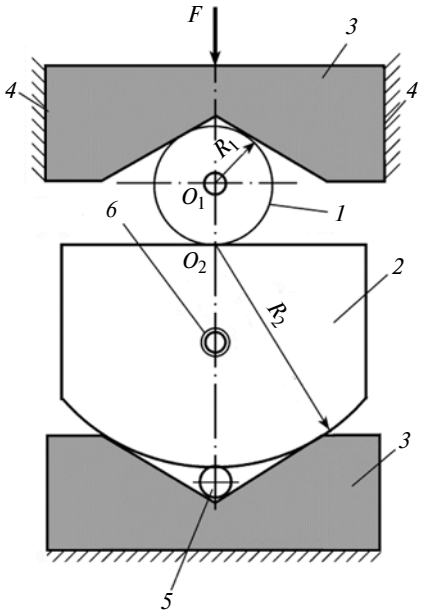


Рис. 4. Схема универсального нагружающего устройства с цилиндрическим и сегментальным образцами

На рис. 2 и 3 модифицированные контактные участки для наглядности изображены с большими отклонениями их формы от цилиндрической в отличие от натурных образцов, в которых эти отклонения невидимы.

Конструкция нагружающего устройства включает шарнир (на рис. 4 не показан) для самоустановки верхнего образца в наиболее правильное (по отсутствию перекосов) положение относительно контактной поверхности нижнего образца.

Эксперимент проводят в условиях статического нагружения. При испытании в устройстве симметрично-конический образец *1* радиуса R_1 взаимодействует с плоской контактной поверхностью сегментального образца *2* под действием сжатия силой F, создающей удельную нагрузку q. На схеме также показаны верхняя и нижняя призмы *3*, направляющие *4*, вспомогательный (опорный) ролик *5*, вспомогательное резьбовое отверстие *6* для крепления контрольных инструментов, например при измерении контактного сближения образцов. Для снижения погрешности эксперимента от влияния сил трения и зазоров между направляющими *4* и верхней призмой *3* проложены тонкие фторопластовые пленки (на схеме не показаны), а все поверхности трения двух призм *3* и штока обработаны консистентным смазочным материалом.

К преимуществам сегментальных образцов относится наличие двух контактных поверхностей с разными геометрическими формами. Например, (см. рис. 4) сегментальный образец *2* с плоской и

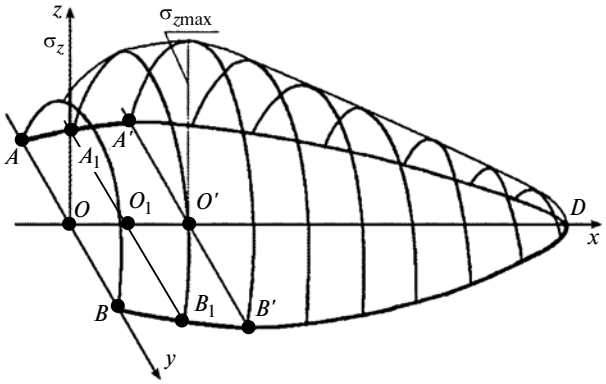


Рис. 5. Закон распределения контактного давления по площадке контакта *ADB*:
$x = 0$; $x = x_{O'}$ и $x = 1$ на левой части образца с закругленной острой кромкой торцевого участка (см. рис. 2)

кусочно-цилиндрической контактными поверхностями может быть испытан не только в контакте по плоской контактной поверхности (как показано), но и по его кусочно-цилиндрической контактной поверхности радиусом R_2. Сегментальный образец можно выполнить с контактными поверхностями любой геометрии, в том числе с кусочно-цилиндрическими поверхностями (выпуклыми или вогнутыми) любого радиуса. Такое сочетание позволяет исследовать влияние кривизны контактирующих тел в широком диапазоне этого параметра контактной задачи при использовании малогабаритных устройств для нагружения испытуемых образцов.

Для экспериментального определения области контакта упругих образцов перед статическим нагружением их контактные поверхности покрывают тонким слоем красящего вещества, например разметочной краски. После снятия статического нагружения получают отпечатки двух симметричных площадок контакта. Границы области контакта определяют по отпечатку на образце или по его реплике на листе бумаги, например с помощью микроскопа.

На рис. 5 показаны площадка контакта *ADB* по отпечатку на цилиндрическом ролике формы и закон распределения контактного давления σ_z. Они соответствуют левой части парного упругого ролика с внешними областями краевого локализованного контакта по модифицированным участкам и по участкам закругления торцевых кромок (см. рис. 2).

По известной области контакта определяются максимальные контактные напряжения и закон контактного давления. При этом можно использовать ряд рекомендаций для определения максимальных контактных напряжений цилиндрических роликов конечной длины с пересекающимися осями [3]. Эти рекомендации вполне применимы и для полного определения закона распределения контактного давления, например, при пренебрежимо малых изменениях приведенных радиусов кривизны поперечных сечений образцов вдоль всей области их контакта, при малой протяженности области контакта и малого отличия продольных форм парных образцов (вдоль области их контакта) от прямолинейности.

В других случаях такие рекомендации нуждаются в корректировке с учетом изменения радиусов кривизны одного или обоих образцов в их поперечных сечениях по взаимно-симметричным модифицированным участкам и по участкам закругления острых кромок.

В теории контактных задач отсутствует достоверное аналитическое решение задачи о контакте упругих цилиндров конечной или полубесконечной длины с пересекающимися осями. В более общем случае к несоответствиям классических решений контакту реальных узлов машин, как правило, относят присущие им допущения (например, допускаются: бесконечность длин цилиндров, моделирующих контактирующие тела; абсолютная гладкость контактных поверхностей; изотропность; однородность и идеальная упругость материалов сжимаемых тел и др.), а также отсутствие учета динамических явлений, трения скольжения и качения и промежуточного смазочного слоя.

Однако давно отмечено, например Б. С. Ковальским [4], что контактные расчеты в машиностроении носят условный характер. Даже для одного и того же типа контактного узла, в частности для цилиндрической эвольвентной передачи, они обрастают эмпирическими коэффициентами, разными в разных отраслях техники. В работах [5, 6] показано, что в основном это вызвано недостаточно полным учетом роли кривизны контактных элементов при определении взаимосвязей основных факторов контакта, максимальных контактных напряжений и других критериальных величин ресурсно-прочностного расчета контактных узлов.

В работах [5—7] показано, что применение классических решений контактных задач, например, в ресурсно-прочностных расчетах зубчатых передач может приводить (несмотря на обилие поправочных коэффициентов, в том числе для условий краевого контакта) к большим погрешностям при создании новой, не имеющей хорошо известного отраслевого прототипа конструкции эвольвентной зубчатой передачи. К тому же установлено, что причины таких катастрофических ситуаций (например, в области зубчатых передач) не связаны с обычно обсуждаемыми упрощениями классических решений.

Рассмотрим задачу определения напряженного состояния в контакте двух упругих зеркально-конусных роликов с взаимно-симметричными моди-

фицированными участками и с закруглением острых торцов.

Экспериментально установлено, что площадка контакта упругих роликов с пересекающимися осями имеет сложную форму, симметричную относительно ее продольной оси, например форму лепестка (см. рис. 5 и 6) с максимальной шириной на некотором удалении от ближайших торцов и от точки O начального касания роликов. Лучшую аппроксимацию контура площадки дает его описание несколькими кривыми второго порядка при разбиении самой площадки на отдельные участки, разделенные прямолинейными отрезками A_1B_1 (см. рис. 5 и 6).

Составная область контакта ω может включать несколько участков, например ω_E (участок *1*) и ω_P (участок *2*), при длине площадки $x_{c\,\max} = l$ (индексом "*c*" параметр относим к характеристикам контактной области) с выходом на противоположный торец левого участка ролика (см. рис. 6). Например, координатами точек A, A' и C определены размеры площадки контакта $2y_{c(x=0)}$ у кромки AB образца, в ее сечении максимальной шириной $2y_{c\max}$ и в текущей точке C контура площадки шириной $2y_c$ соответственно. А в произвольной точке $K(x_c, y_k)$ могут быть определены контактные напряжения. Случай площадки длиной $x_{c\,\max} < l$ на рис. 6 не показан.

Для упрощения записи уравнений при необходимости можно анализировать закон контактного давления по двум участкам (ω_E и ω_P) площадки контакта ω, ограниченным прямолинейными отрезками $x = 0$; $x = x_{A'}$ и $x = l$, а также кривыми второго порядка: эллиптическими для ω_E и параболическими для ω_P. Иногда целесообразен анализ напряжений в точках $O(x = 0)$ и $O'(x = x_{A'})$ — см. рис. 6.

Вместе с тем во многих случаях вполне достаточно определить напряжения в каком-либо одном наиболее характерном поперечном сечении. Выберем на площадке контакта ADB (см. рис. 6) произвольную полоску шириной Δx со средней абсциссой x. Будем считать, что при $\Delta x \to 0$ на этой полоске действует постоянная удельная нагрузка $q(x)$, которую воспринимают элементарные участки контактирующих роликов условно цилиндрической формы с радиусами $R_1(x)$, $R_2(x)$ и приведенным радиусом кривизны $\rho(x)$.

Как замечено Б. С. Ковальским, даже ссылкой на условность контактных расчетов нельзя оправдать отказ от эллиптического закона в контакте упругих цилиндрических тел [4].

Если контактные напряжения в каждом сечении полоски контакта $x_c = \text{const}$ условных элементарных цилиндров распределяются по эллиптическому закону $\sigma_H(y)$, то взаимосвязи решения плоской контактной задачи Герца можно записать как

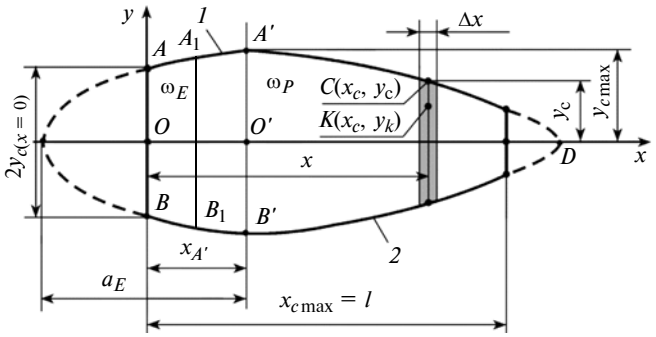


Рис. 6. Контуры площадки ω в форме лепестка краевого контакта упругих роликов:
1 — $x = 0, ..., x_A$; *2* — $x = x_A, ..., x_{c\,\max}$

$$\sigma_{H\,\max} = \sqrt{\frac{q}{\pi\eta\rho}} = \frac{2q}{\pi b_H} = \frac{1}{2}\frac{b_H}{\eta\rho}, \qquad (1)$$

где: $\eta = \sum_{i=1}^{2} \eta_i$; $\eta_i = \frac{1-\mu_i^2}{E_i}$; $\rho = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$; $b_H = 2\sqrt{\frac{q\eta\rho}{\pi}}$,

$\eta\rho = \frac{b_H^2\pi}{4q}$; $q = \frac{\pi}{4}\frac{b_H^2}{\eta\rho}$.

Здесь $\sigma_{H\,\max}$ и b_H — максимальное контактное напряжение и полуширина полоски контакта условных элементарных цилиндров; μ_i и E_i — коэффициент Пуассона и модуль Юнга материала контактирующих тел (i = 1, 2); R_1 и R_2 — радиусы условных элементарных цилиндров.

При известной области контакта герцевские взаимосвязи в виде выражения (1) дают возможность определить как максимальные контактные напряжения в любом поперечном сечении площадки контакта, так и весь закон контактного давления испытуемых образцов. Для этого достаточно определения в эксперименте параметра $b_H = y_c$.

Определение максимальных напряжений в самом широком сечении площадки контакта $x_c = x_{A'}$ (см. рис. 6) является наиболее информативным, в том числе и при выборе рациональной формы закругления острых торцевых кромок.

Эксперименты были выполнены для набора роликов при длинах контактных участков каждого из двух контактирующих роликов $l_1 = l_2$ и $l_1 = l_2 + \Delta l$ с разной формой модифицированных участков, где $l_1 = (35 \div 40)$ мм и $l_2 = 35$ мм. В случае совмещенных свободных торцов контактирующих роликов, если начальное касание происходит в их свободных торцевых поверхностях, условия плоской деформации на удалении от торцов обеспечиваются действием сжимающего напряжения $\sigma_x = \mu(\sigma_y + \sigma_z)$. Отсутствие на свободных торцах этого напряжения приводит к выпучиванию роликов по торцам, а также

к снижению ширины площадки контакта и контактного давления в зоне торцов. В случае начального касания контактирующих роликов в удалении от их свободных торцевых поверхностей, например при несовмещенных свободных торцах, дополнительное сопротивление выступающей части одного из контактирующих роликов приводит к росту давления и ширины площадки контакта в зоне торцов.

Из эллиптического закона контактного давления в поперечных сечениях площадки контакта для роликов с симметрично-коническими модифицированными участками получен составной закон контактного давления, которое изменяется по закону аппликаты части эллипсоида:

$$\sigma_E(x, y) = \sigma_{E_O}\sqrt{1 - \frac{(x - x_A)^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}, \quad 0 \le x \le x_A, \quad (2)$$

а частично — по закону эллиптического параболоида:

$$\sigma_P(x, y) = \sigma_{P_O}\sqrt{1 - \frac{x - x_A}{L - x_A} - \frac{y^2}{b^2}}, \quad x_A \le x \le L, \quad (3)$$

где L — продольный размер площадки контакта.

Согласно выражениям (2) и (3) обе фигуры, соответствующие закону контактного давления, имеют общую вершину с аппликатой $\sigma_{E_O} = \sigma_{P_O} = \sigma_O = -\sigma_{z\,\max} = -\sigma_z(x_A, 0)$.

Рассмотрены различные варианты аппроксимации экспериментальной области контакта. Лучшую корреляцию с экспериментальными результатами показали области контакта с параметром $b = y_{c\,\max}$ (см. рис. 6).

Подбор рациональной формы закругления острых торцевых кромок образцов приводит к выбору параметров области контакта с минимальными значениями максимальных контактных напряжений.

Применение предложенных физических моделей контакта упругих образцов с краевым локализованным касанием и основанного на использовании этой модели способа экспериментального исследования таких образцов повышает достоверность результатов экспериментального анализа контактного и трибоконтактного взаимодействия упругих тел, в частности повышает точность определения максимальных контактных напряжений и закона контактного давления. Уточняются оценки влияния на указанные величины геометрических параметров контактных элементов узлов машин (например, роликовых подшипников) и особенностей геометрии участков закругления острых кромок. В ряде случаев могут измениться представления о влиянии свойств материала контактных элементов и условий их смазывания, например, на задиростойкость, износостойкость и на ресурс по контактной усталости моделируемого контактного узла. Особыми достоинствами предложенного способа экспериментального исследования являются моделирование реальных условий краевого контакта и возможность определения закона контактного давления с учетом краевых эффектов и формы закругления острых торцевых кромок.

В предлагаемом способе испытания образцы с контактными поверхностями в форме тел вращения имеют параллельные оси и не требуют нагружения уравновешивающим моментом, поэтому при их испытаниях могут быть использованы самые разные устройства для контактного нагружения образцов, в том числе широко применяемые машины трения.

Таким образом, использование предложенного способа позволяет экспериментально определить закон контактного давления упругих тел с краевым (или близким к нему) касанием, выявить участок контактной поверхности с максимальной концентрацией контактных напряжений и подобрать рациональную (с меньшей концентрацией контактных напряжений) форму торцевой фаски или форму закругления острого края упругих тел с краевым (или близким к нему) касанием.

Разработанные физические модели контакта и способ испытания образцов апробированы экспериментально и готовы к применению в исследовательской работе и в учебном процессе. Весьма рациональным может оказаться использование разработанного способа для оценки результатов, полученных численным методом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Словарь-справочник** по трению, износу и смазке деталей машин / Е. Л. Шведков, Д. Я. Ровенский, В. Д. Зозуля, Э. Д. Браун. Киев: Наукова Думка, 1990. С. 188.
2. **А. с. 1045075 А, СССР:** МПК G01№ 3/56. Устройство для испытания материалов на износ и контактную выносливость.
3. **Журавлев Г. А.** Анализ взаимосвязей основных факторов контакта тел, моделируемых упругими роликами // Техника машиностроения. 2008. № 4. С. 31—42.
4. **Ковальский Б. С.** Расчет деталей на местное сжатие. Харьков: Изд-во ХВКИУ, 1967. 222 с.
5. **Zhuravlev G. A.** Conditions of Teeth Tribocontact and Ways of Improving Gear Pairs//Journal of Friction and Wear. USA. N 2. 1999. V. 20. P. 57—69.
6. **Журавлев Г. А.** Условия трибосопряжения зубьев и пути совершенствования зубчатых зацеплений // Трение и износ. Минск. Т.20. 1999. № 2. С. 175—188.
7. **Zhuravlev G. A.** The Mixed Gearing Engagement Systems // Proceedings of Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. Italy. Milano. 1995. V. 1. P. 433—437.
8. **Журавлев Г. А., Азаров А. Д., Бабенко И. С.** К определению глубинных напряжений в области контакта упругих цилиндров // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Естеств. науки. 2013. № 1 (173). С. 26—30.

УДК 621.81

А. М. НАДЖАФОВ, А. И. АБДУЛЛАЕВ, доктора технических наук,
Б. Б. АХМЕДОВ, канд. техн. наук (Азербайджанский ТУ, г. Баку),
e-mail: ali.najafov@rohe.az

Новый механический привод штанговых насосов для добычи нефти

Представлено новое конструктивное решение безбалансирного станка-качалки с зубчато-рычажным преобразующим механизмом и трехступенчатым пакетным редуктором с двумя валами.

Ключевые слова: штанговый насос, механический привод, пакетный редуктор, зубчато-рычажный преобразующий механизм.

The new design solution of beamless pumping unit with a teeth-lever converting mechanism and three-stepped batch reducer with two shafts is presented.

Keywords: sucker rod pump, mechanical drive, batch reducer, teeth-lever converting mechanism.

Топливно-энергетический комплекс играет важнейшую роль в экономике современного государства. При этом нефтяной промышленности уделяется особое внимание. Сегодня добыча нефти основана на использовании насосов: винтовых, поршневых, центробежных, струйных и т. д. Одновременно создаются все новые и новые технологии и оборудование для добычи трудноизвлекаемых запасов сырья и остаточной нефти. Тем не менее ведущее место в добыче "черного золота" по-прежнему занимают станки-качалки, которые используются на нефтепромыслах многих стран уже более 80 лет. По мнению многих нефтяников, более надежного и простого в обслуживании оборудования, чем эти приводы, не создано.

Механический привод штанговых насосов (МПШН), т. е. станок-качалка, является индивидуальным приводом штангового глубинного насоса, спускаемого в скважину и связанного с приводом гибкой механической связью — колонной штанг. В конструктивном отношении станок-качалка представляет собой четырехзвенный механизм, преобразующий вращательное движение первичного двигателя в возвратно-поступательное движение колонны штанг, и состоит из ряда самостоятельных узлов.

Так как разработка большинства месторождений на суше находится на поздних стадиях, характеризующихся снижением дебитов добывающих скважин, особое значение приобретает повышение эффективности механизированных способов добычи нефти, т. е. повышение эффективности и надежности эксплуатации станков-качалок при одновременном снижении энергозатрат.

История создания станков-качалок началась в 1705 г., когда английский изобретатель Томас Ньюкомен вместе с лудильщиком Дж. Коули построили паровой насос, совершенствование

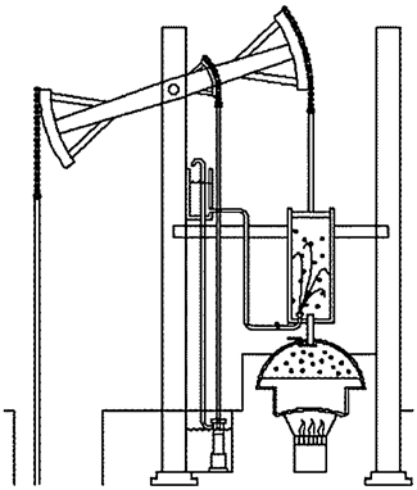


Рис. 1. Пароатмосферная машина Т. Ньюкомена для откачки воды в шахтах

которого продолжалось до 1712 г. На свое изобретение Томас Ньюкомен так и не смог получить патент, однако он создал пароатмосферную машину для откачки воды в шахтах (рис. 1), внешне и по принципу действия напоминающую современные нефтяные качалки.

Станки-качалки современной конструкции появились только в начале XX века. До этого времени применяли станки-качалки, состоявшие из деревянных рамы *1*, стойки *2* и балансира *3* (рис. 2, *а*). Вращающий момент от двигателя к редуктору станка-качалки передавался посредством плоскоременной передачи. Редуктор представлял собой открытую одноступенчатую зубчатую передачу с литыми необработанными прямозубыми колесами *4*. Выпуск этих станков-качалок был прекращен из-за невозможности точной сборки приводного механизма, малого ресурса, низкого КПД, высокой пожароопасности. В дальнейшем деревянные станки-качалки были заменены металлическими, с открытым редуктором и зубчатой передачей с литыми прямымозубыми колесами (рис. 2, *б*), серийный выпуск которых был осуществлен заводом "Бакинский рабочий" на базе деревянных станков-качалок. По конструкции эти станки-качалки не отличались от деревянных и имели те же недостатки. Для увеличения срока службы передачи и КПД всего станка-качалки перешли к выпуску станков-качалок с закрытым зубчатым редуктором и масляным картером. Плоскоременная передача была заменена клиноременной (рис. 2, *в*).

До 1945 г. новые типы станков-качалок разрабатывали разные организации без достаточного обоснования их основных параметров. Дальнейшее развитие нефтяной промышленности для удовлетворения растущих потребностей в нефти потребовало пересмотра основных парамет-

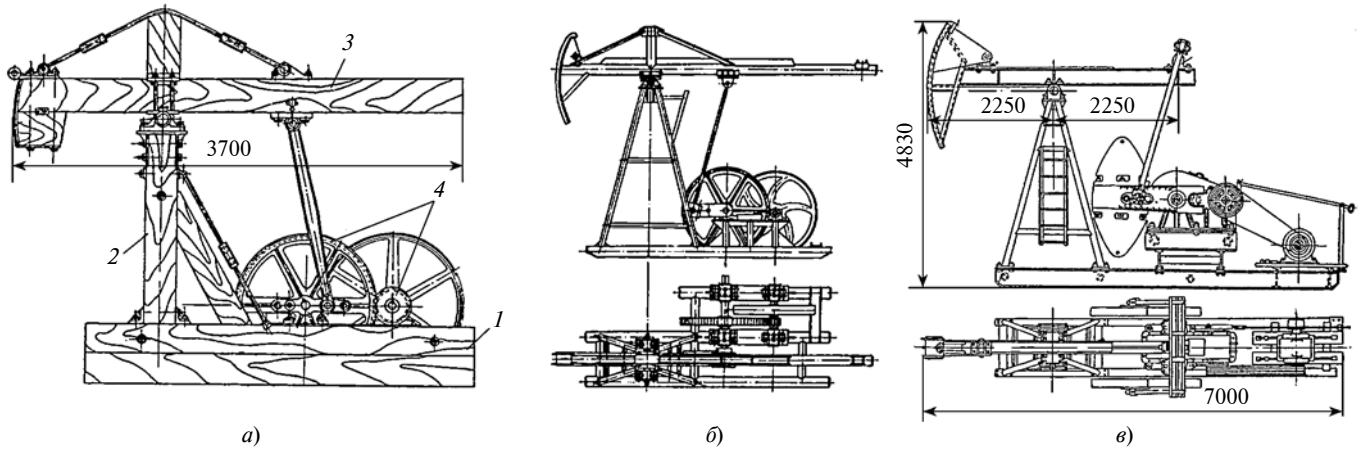


Рис. 2. Деревянный (*а*) и металлические (*б*, *в*) станки-качалки

ров применяемого глубинно-насосного оборудования на основе тщательного изучения фонда скважин и разработки в соответствии с этим технических условий для создания нормального ряда данного оборудования. В связи с этим на основании технических условий, подготовленных Азербайджанским институтом нефтяного машиностроения (АзИНМаш), были разработаны семь типоразмеров станков-качалок нормального ряда (СКН), применяемых до настоящего времени.

После распада СССР производство станков-качалок в России освоили семь-восемь предприятий, но стабильно их выпускают три-четыре предприятия, из которых ведущие позиции занимают ОАО "Ижнефтемаш", ПАО "Мотовилихинские заводы", АО "Уралтрансмаш", выжившие в острой конкурентной борьбе. Первые станки-качалки российских предприятий выпускались на основаниии документации АзИНМАШа и единственного производителя этих станков в СССР — завода "Бакинский рабочий". В дальнейшем станки совершенствовались в соответствии с передовыми мировыми тенденциями в нефтяном машиностроении.

Сегодня ГП "Редуктор" (г. Ижевск) выпускает станки-качалки с двуплечим балансиром типа СКР/СКДР и с одноплечим балансиром типа ОПНШ, предназначенные для индивидуального МПШН нефтяной скважины.

Кинематическая схема станка-качалки типа ОПНШ (рис. 3) обеспечивает более медленное движение дуговой головки балансира вверх и ускоренное движение вниз, вследствие чего снижаются максимальные нагрузки, повышается срок службы штанг и требуется меньшая приводная мощность.

Одним из существенных недостатков балансирных станков-качалок с дуговой головкой является образование во время поступательного движения штанг вверх-вниз так называемой стрелы хорды — угла между осью штанг и касательной в точке свисания каната, поддерживающего штанги.

Рис. 3. Балансирный станок-качалка ОПНШ 30-1,5 с перенесенным вперед четырехзвенным механизмом

Это может привести к отклонению устья скважины от ее геометрической оси и возникновению дополнительных нагрузок и вибрации при любом положении механизма. Для устранения этого недостатка головке балансира придается прямолинейное движение, т. е. кроме качания вокруг своей опоры балансир совершает поступательное движение по направлению своего стержня, что значительно усложняет его конструкцию. Такие МПШН называют станками-качалками с плавающим балансиром.

Для уменьшения габаритных размеров привода, улучшения условий его обслуживания, снижения металлоемкости, облегчения монтажа и транспортировки сегодня применяют несколько конструкций безбалансирных приводов, принципиальной отличительной особенностью которых является отсутствие качающегося балансира.

Одной из последних разработок в этой области является безбалансирный станок-качалка ПНКШ (с кривошипно-шкивным преобразующим механизмом) для привода погружного штангового насоса при откачке пластовой воды из дегазационных скважин. Его отличительная особенность — оригинальная конструкция механизма, преобразующего вращательное движение кривошипов, установленных на ведомом валу редуктора, в

возвратно-поступательное движение ходовой траверсы, являющейся выходным (исполнительным) звеном привода.

В настоящее время получили применение также гидравлические приводы штанговых насосов, в которых гидромотор обеспечивает реверсивное движение для обеспечения хода плунжера вверх-вниз. Конструкция отличается снижением уровня шума (благодаря гидравлике) и динамических нагрузок при работе.

Таким образом, на сегодня важной задачей остается поиск путей повышения надежности и безотказности работы приводов штанговых скважинных насосов для сокращения эксплуатационных затрат и увеличения межремонтного периода работы скважин, т. е. необходимо новое конструктивное решение МПШН, устраняющее вышеуказанные недостатки.

Разработка и испытания новой конструкции МПШН

Для обеспечения энергосбережения и стабильности движения привода, а также уменьшения габаритных размеров и повышения уровня надежности было предложено оригинальное конструктивное решение безбалансирного МПШН [1, 2]. Конструкция (рис. 4) выполнена в виде двух кривошипно-ползунных механизмов *1* с направляющими зубчатыми колесами *2*, жестко закрепленными на корпусе редуктора *3* соосно с подшипниками скольжения, и сателлитами *4*, установленными на кривошипе *5*. Многоступенчатый редуктор имеет всего два вала: ведомый вал *6* с жестко закрепленным зубчатым колесом *7* связан с кривошипом 5; ведущий вал *8* редуктора одним концом через шкивы клиноременной передачи *10* связан с валом электродвигателя *11*, а на его другом конце закреплен шкив двухколодочного тормоза *9*.

Многоступенчатый редуктор с зубчатыми передачами, размещенными на двух валах, может иметь практически неограниченное передаточное число (в частности, трехступенчатые редукторы имеют передаточные числа u_Σ = 64, 90, 125, а пятиступенчатый редуктор — u_Σ = 243). Это дает возможность уменьшить передаточное отношение и нагрузочную способность (т. е. число ремней) клиноременной передачи, а также металлоемкость установки при сохранении ее функциональных возможностей. При этом использование удвоенного подшипника скольжения увеличи-

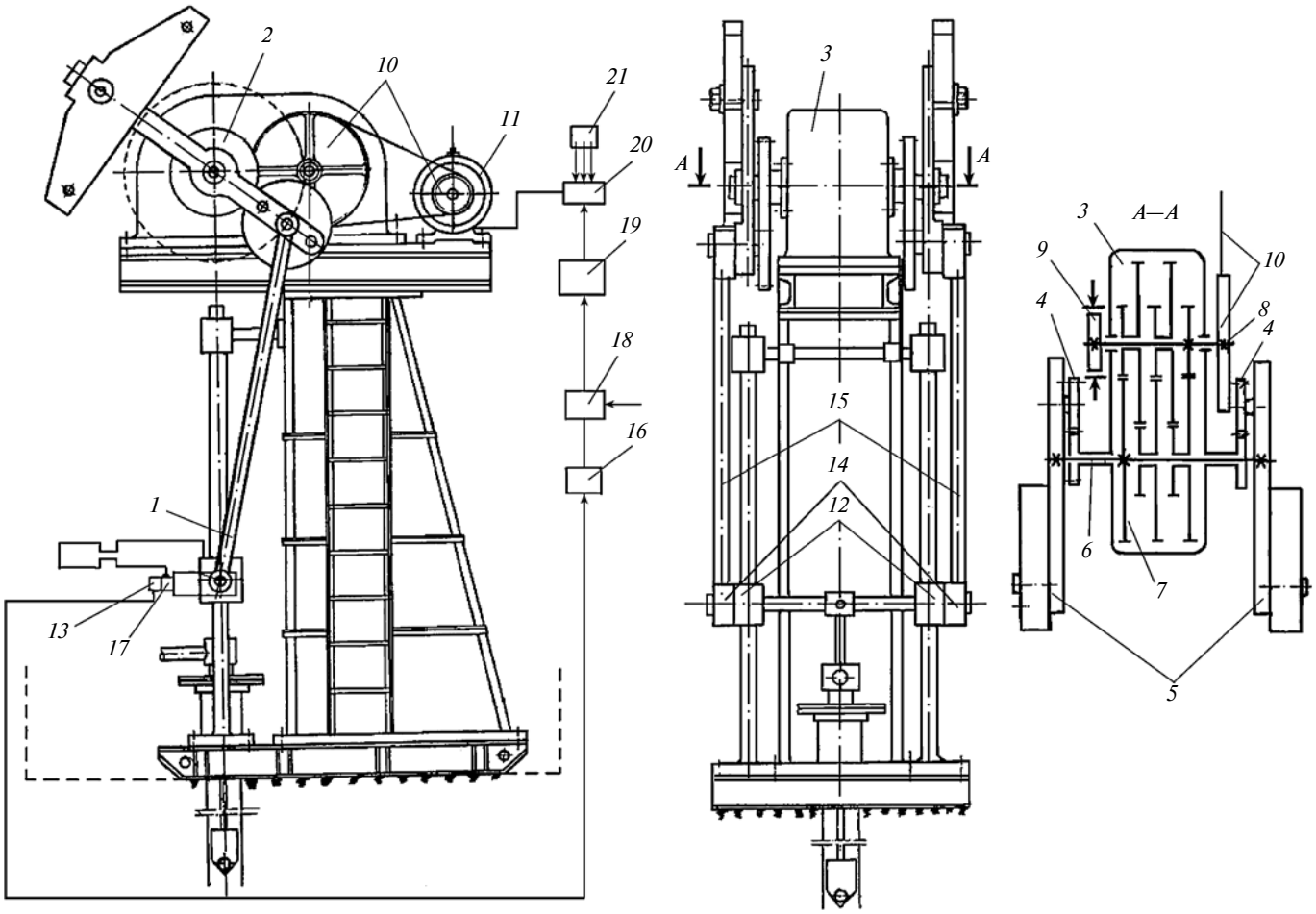


Рис. 4. Принципиальная схема нового конструктивного решения МПШН

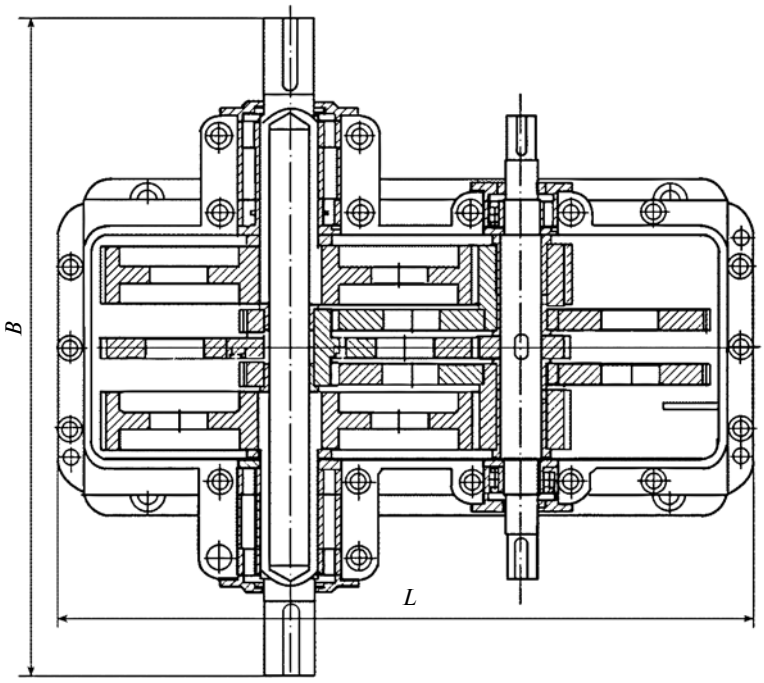


Рис. 5. Чертеж трехступенчатого двухпоточного пакетного редуктора с $u_\Sigma = 64$

вает КПД, уменьшение расхода мощности электродвигателя с большой частотой вращения обеспечивает энергосбережение, а уменьшение числа конструктивных элементов повышает уровень надежности МПШН. Для подтверждения основных научных положений был разработан, спроектирован, изготовлен и испытан опытный образец предлагаемого нового механического привода скважинных насосов нефтяной скважины, включающий в себя нормальный кривошипно-ползунный механизм и трехступенчатый редуктор.

По договору между АзТУ и Азербайджанской Государственной Нефтяной Компанией (SOCAR) в сентябре 2012 г. был спроектирован и изготовлен промышленный образец трехступенчатого двухпоточного цилиндрического пакетного редуктора для станка-качалки СКД 3-1,5-710 с целью промышленного испытания на нефтепромыслах.

Пакетный редуктор с передаточным числом $u_\Sigma = 64$ был рассчитан, спректирован и изготовлен на заводе "Бакинский Рабочий" (рис. 5).

Технические параметры спроектированного двухпоточного трехступенчатого редуктора:

общее передаточное число $u_\Sigma = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 = 4\times4\times4 = 64$;

вращающий момент на выходном валу $T_2 = 7100$ Н · м;

частота вращения ведомого вала $n_2 = 4$ мин$^{-1}$;

межосевое расстояние редуктора $a_w = 400$ мм;

модуль зубчатых зацеплений всех ступеней $m = 5$ мм;

расстояние от основания до оси выходного вала $h = 370$ мм;

материал зубчатых колес/термообработка — сталь 40Х/улучшение;

габаритные размеры $L\times B\times H = 1200\times1160\times740$ мм.

Были проведены испытания редуктора на заводском стенде

Испытание		Масса груза, кг	Время испытания, ч	Результаты
Номер	Этап			
1	1-1	0	2	Дефекты не обнаружены
2	1-2	100	4	
3	1-3	2000	7	
4	2	3000	4	
5	3-1	3100	2	Испытания признаны успешными
6	3-2	3100	4	
7	3-3	3100	6	
8	3-4	3100	8	

под нагрузкой 3100 кг. Результаты стендовых испытаний приведены в таблице.

На первых двух этапах испытания проходили в нормальных условиях при $t = 20$ °С. После испытания был проведен полный контроль редуктора на возможные дефекты и износ.

На третьем этапе испытания проходили в условиях, приближенных к реальным условиям работы станка-качалки на нефтепромыслах; после испытаний был проведен полный контроль всех элементов редуктора на возможные дефекты и износ, а также на состояние смазочного материала и уплотнителей. Проведена замена смазочного материала. Редуктор был рекомендован для дальнейших натурных испытаний в реальных условиях на одном из нефтепромыслов Баку.

В январе 2013 г. станок-качалка был установлен на нефтепромысле "Абшероннефть" на острове Пираллахы вблизи Баку на скважине глубиной 725 м, где проходили промышленные испытания пакетного редуктора.

Во время работы станка-качалки на нефтепромысле проводили ежедневный визуальный контроль и еженедельный мониторинг работы трехступенчатого пакетного редуктора на станке-качалке СКД 3-1,5-710, а также контроль выработки скважины по графику нефтепромысла. Никаких отклонений в технических параметрах скважины, а также в работе станка-качалки не было обнаружено.

Кинематика преобразующего механизма нового МПШН

Были проанализированы кинематика зубчато-рычажного механизма, преобразующего вращательное движение в возвратно-поступательное движение точки подвеса штанг нового МПШН (рис. 6), и отклонения действительных максимальных скоростей и ускорений точки подвеса штанг МПШН от максимальных

скоростей и ускорений идеального гармонического движения.

Установлена связь между перемещением s_0 начального звена — кривошипа с перемещениями, скоростями и ускорениями ведомого звена — подвески устьевого штока МПШН [3].

Длины звеньев кривошипа (r) и шатуна (l) проектируются на линию движения точки подвеса устьевого штока и нормаль к ней. Разделив обе части равенства на длину l шатуна, приводим уравнения замкнутости к безразмерному виду. При этом перемещение точки C $s_C = s_0/l$ и $\lambda = r/l$ являются параметрами преобразующего механизма, от которых зависят переменные кинематические параметры данной механической системы. В качестве независимой переменной задается угол φ поворота кривошипа.

Для симметричного процесса откачки требуется, чтобы в обоих крайних мертвых положениях кривошип и шатун лежали на одной вертикальной прямой, проходящей через ось вращения кривошипа. При этом формула для перемещения точки подвеса устьевого штока МПШН может быть найдена как разность суммы длин кривошипа и шатуна и суммы их проекций на линию движения последнего:

$$s_C = r\left[(1-\cos\varphi)+\frac{1}{\lambda}(1-\cos\psi)\right], \quad (1)$$

где $\psi = \arcsin(\lambda\sin\varphi)$.

Теперь нетрудно найти аналитические формулы для скорости и ускорения точки подвеса штанги, дважды продифференцировав уравнение (1):

$$v_C = r\frac{\pi n}{30}\frac{\sin(\varphi+\psi)}{\cos\psi};$$

$$a_C = r\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2\left[\frac{\cos(\varphi+\psi)}{\cos\psi}+\lambda\frac{\cos^2\varphi}{\cos^3\psi}\right].$$

При этом переменными параметрами данной механической системы являются: частота вращения n, длина r, угол φ поворота кривошипа, а также безразмерный коэффициент λ.

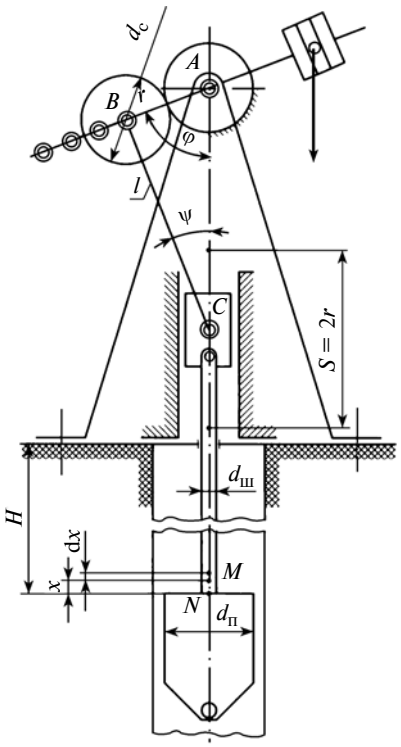


Рис. 6. Кинематическая схема преобразующего механизма нового МПШН

Следует заметить, что законы изменения пути $s_C(\varphi)$, скорости $v_C(\varphi)$ и ускорения $a_C(\varphi)$ при вертикальном движении точки подвеса штанги хотя и аналогичны гармоническим, но в то же время в определенной степени отличаются от идеального.

Установлено, что динамические усилия в штангах зависят не только от величины и закона изменения ускорения, но и от скорости движения точки подвеса штанг в момент трогания с места плунжера при ходе вверх. Поэтому необходимо найти отклонения кинематических параметров, характеризующих качества нового МШПН. В связи с этим параметрами состояния данной механической системы, определяющими ее качество, считаем отклонения действительных максимальных скоростей и ускорений от максимальных скоростей и ускорений при идеально гармоническом движении:

$$\chi_v = \frac{(v_C)_{\max}}{(v_C)_u} = \frac{\sin(\varphi+\psi)}{\sin\varphi\cos\psi}; \quad (2)$$

$$\chi_a = \frac{(a_C)_{\max}}{(a_C)_u} =$$

$$= \frac{1}{\cos\varphi}\left[\frac{\cos(\varphi+\psi)}{\cos\psi}+\lambda\frac{\cos^2\varphi}{\cos^3\psi}\right], \quad (3)$$

где $(v_C)_u$, $(a_C)_u$ — соответственно максимальные скорость и ускорение при идеально гармоничном движении точки подвеса штанги данной механической системы.

Для определения угла поворота кривошипа, соответствующего максимальным значениям скорости и ускорения точки подвеса штанги, приравниваются к нулю производные выражений (2) и (3).

На рис. 7, *а*, *б* представлены графики изменения соответственно скорости и ускорения точки подвеса штанг для предложенного МПШН и существующей конструкции станка-качалки, а также для идеального гармонического закона.

Установлено, что при использовании нового МШПН отклонение действительных максимальных скоростей и ускорений от максимальных скоростей и ускорений при идеально гармоничном движении в зависимости от значения параметра λ составляет 2—7 %, что свидетельствует о целесообразности использования механического привода новой конструкции при добыче нефти [4].

Автоматическое регулирование частоты колебаний устьевого штока в новом МПШН

Для автоматического регулирования частоты колебаний устьевого штока с целью контроля дебита и выработки скважины один из ползунов *12* нового МПШН (см. рис. 4.) снабжен силоизмерительным двухсекционным пьезопреобразователем.

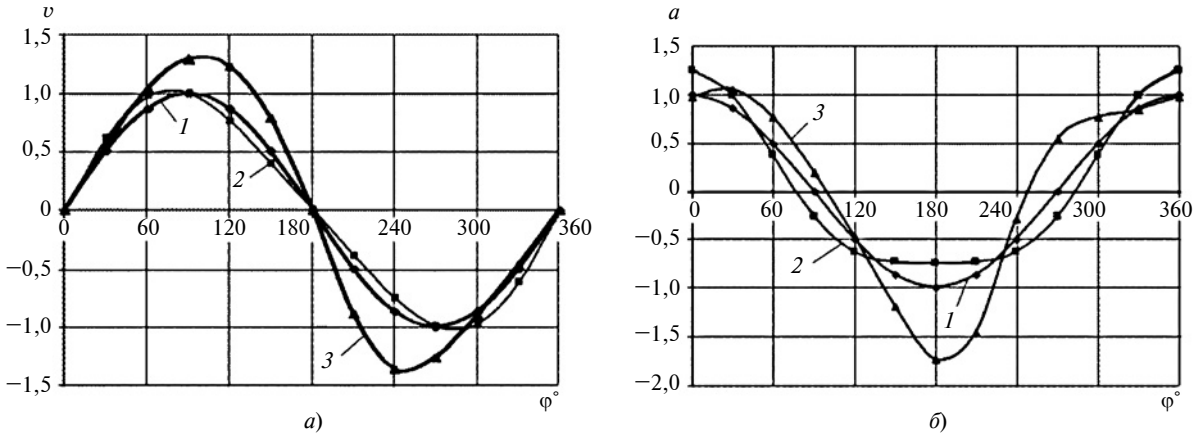


Рис. 7. Зависимости скорости (*а*) и ускорения (*б*) точки подвеса штанги от параметра φ:
1 — для идеального гармонического закона; *2* — в предложенном МПШН; *3* — в применяемой конструкции станка-качалки

Первая секция *13* пьезопреобразователя с возможностью возбуждения ультразвуковых колебаний закреплена с резонатором, установленным под башмаком *14* шатуна *15*, и присоединена к генератору *16* ультразвуковой частоты. Вторая секция *17* пьезопреобразователя цепью обратной связи через усилитель напряжения *18* и устройство сравнения *19* присоединена к входу тиристорного регулятора напряжения *20*, выход которого подключен к фазной обмотке *21* асинхронного двигателя, подключенного к трехфазной сети переменного напряжения.

До запуска трехфазного асинхронного двигателя *11* секция *13* пьезопреобразователя, выполняющая функцию возбудителя ультразвуковых колебаний, возбуждается на резонансной частоте от генератора *16* ультразвуковой частоты. При этом указанные колебания передаются на резонатор, установленный под башмаком *14* шатуна *15*.

В процессе работы МПШН ввиду увеличения механической нагрузки от перемещения ползуна *12* угловая скорость двигателя *11* уменьшается из-за увеличения момента сопротивления на его валу, которое воспринимается секцией *17* электрода силоизмерительного пьезопреобразователя. При этом аналоговый сигнал, снимаемый с секции *17*, поступает на вход усилителя напряжения *18* и после усиления подается на вход устройства сравнения *19*. Если при сравнении указанного аналогового сигнала с опорным напряжением $u_{оп}$ пороговое значение превышено, то аналоговый сигнал поступает на вход тиристорного регулятора *20* напряжения. При этом автоматически регулируется коэффициент передачи напряжения с выхода тиристорного регулятора *20* напряжения, подводимого к фазной обмотке *21* асинхронного двигателя. Напряжение питания асинхронного двигателя регулируется по закону изменения механической нагрузки на валу двигателя, способствующему поддержанию стабильности и плавности движения рычажного механизма [3, 4].

В настоящее время ведутся также исследования по автоматизированному регулированию числа качаний устьевого штока нового МПШН с использованием вариаторов. Регулирование числа качаний при этом будет осуществлено автоматическим изменением диаметра шкивов вариатора (перемещением ремней).

При этом изменение пути, скорости и ускорения точки подвеса штанг происходит по закону, наиболее близкому к гармоническому, а следовательно, обеспечивается стабильность движения сальникового штока.

Состояние рынка нового МПШН

О состоянии рынка МПШН можно судить как по его оценкам экспертами, так и по статистическим данным отдельных стран. Например, Госкомстатом Российской Федерации установлено, что только за 2001 г. производство станков-качалок в сравнении с 2000 г. возросло в 1,5 раза и опередило по темпам роста другие виды нефтяного оборудования. Поэтому производство и продвижение новых МПШН на современные рынки, безусловно, положительно повлияет на экономическую политику страны-производителя.

В настоящее время качественный уровень новых МПШН создает возможность возвращения этой продукции в страны, ранее приобретавшие это оборудование в СССР (Ирак, Ливия, Сирия, Вьетнам, Индия и др.). Немаловажную роль в продвижении нового МПШН на рынки могут сыграть объединение и координация усилий ведущих ученых и предприятий России и Азербайджана.

Использование нового механического привода штанговых насосов нефтяных скважин при прочих равных условиях позволит уменьшить металлоемкость данной механической системы приблизительно на 30 % при существенном повышении ее экс-

УДК 539.3

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

Способ экспериментально-теоретического определения собственных сил демпфирования в упругом элементе механической системы

Предложен новый способ оперативного определения диссипативных свойств упругого элемента механической системы. Методика исследований теоретически обоснована.

Ключевые слова: упругие системы, упругий гистерезис, диссипативные силы.

The new method of quick assessment of dissipative properties of an elastic body of a mechanical system is suggested. The research methodic is theoretically substantiated.

Keywords: elastic systems, elastic hysteresis, dissipative forces.

В машиностроении часто используют упругие элементы, которые обеспечивают гашение нежелательных колебаний механизмов, возникающих при передаче потока энергии, что в итоге повышает энергоэффективность и технологические качества устройства. Это амортизаторы и рессоры в транспортных машинах, гасители колебаний валов приводных двигателей, амортизирующие устройства опор станочного оборудования самого различного назначения и др. Все эти элементы механизмов и машин обладают свойствами упругого динамического гистерезиса [1].

Разработано множество способов определения параметров указанных упругих систем.

Известен способ исследования демпфирующих свойств материалов [2], основанный на нагружении образца испытуемого материала циклами затухающих колебаний. Недостаток способа: для его реализации требуется изготовить из испытуемого материала образец и использовать специальную систему нагружения этого образца циклами затухающих колебаний механической нагрузки. Таким образом, данный способ не обеспечивает проведение исследований на реальных упругих элементах механизмов, частей машин, готовых изделий.

Известен способ определения динамических характеристик испытуемого образца методом измерения его свободных продольных колебаний [3]. Этот способ наиболее близок по технической сути к предложенному автором способу [4], который состоит в том, что упругий продольный элемент нагружают вертикальной нагрузкой с помощью тарировочных грузов, выводят систему из равновесия, сообщая ей импульс силы, и с помощью подключенных к системе приборов определяют динамические характеристики испытуемого упругого элемента: изменение частотных и силовых показателей во времени.

Целью рассматриваемого технического решения является оперативное определение величины собственных сил демпфирования (диссипативных сил) упругого элемента, а не его динамических характеристик. При всей схожести с методикой проведения испытаний, используемой в прототипе [3], оцениваются иные свойства упругого элемента. К тому же в отличие от прототипа для получения результата помимо измерительных процедур требуется выполнить некоторые (представленные ниже) теоретические исследования, что служит основанием для квалификации способа измерений как экспериментально-теоретического.

Исследуемый упругий элемент представляем как часть колебательной системы (пружинного маятника) (рис. 1), где *1* — упругий элемент, *2* — тарировочный груз с переменной массой M_i, которая определяет нагрузку на упругий элемент *1*.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 19)

плуатационных показателей [5, 6]: надежности — на 25 %, КПД и энергосбережения — на 28 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 012103 ЕАПО: МПК F04B47/02.** Механический привод скважинных насосов.

2. **Пат. 017053 ЕАПО: МПК B1, F16H 1/20.** Трехступенчатый двухпоточный цилиндрический редуктор.

3. **Абдуллаев А. И., Наджафов А. М.** Аналитическая кинематика зубчато-рычажного механизма нового конструктивного решения механического привода штанговых насосов // Азербайджанское нефтяное хозяйство. 2006. № 4. С. 52—56.

4. **Наджафов А. М.** Поисковое конструирование механического привода штанговых насосов. Безбалансирный станок-качалка с зубчато-рычажным механизмом и пакетным редуктором на двух валах. Saarbrücken: Palmarium Academic Publishing, 2013. 149 с.

5. **Наджафов А. М.** Теоретическая оценка влияния подшипника скольжения на КПД пакетного редуктора // Вестник машиностроения. 2010. № 3. С. 19—21.

6. **Абдуллаев А. И., Наджафов А. М.** Качественная оценка технического уровня пакетного редуктора // Вестник машиностроения. 2008. № 12. С. 6—9.

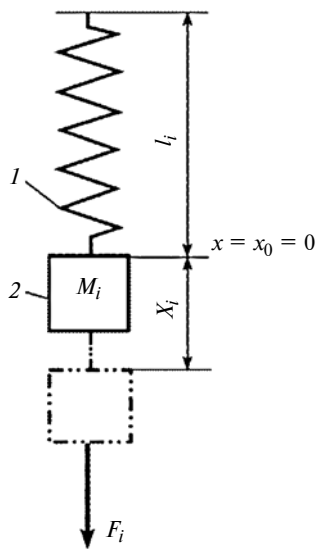


Рис. 1. Пружинный маятник:
1 — упругий элемент; *2* — тарировочный груз

Длина упругого элемента при нагрузке M_i составляет l_i. Воздействие на систему в вертикальном направлении внешней силой F_i вызывает дополнительное удлинение упругого элемента на величину X_i. Используя понятие k — жесткость упругого элемента (усилие, необходимое для растяжения упругого элемента на единицу длины), имеем зависимость $F_i = kX_i$. При этом система получает дополнительно запас энергии:

$$W_i = \int_{x_0}^{x_i} kx\mathrm{d}x = \frac{kX_i^2}{2}, \text{ Дж.} \qquad (1)$$

Резкое снятие усилия F_i выводит систему (пружинный маятник) из равновесия, и она начинает совершать затухающие колебания.

Время t_i затухания колебаний системы в основном определяется наличием диссипативных сил, возникающих в самом упругом элементе при циклическом изменении его формы (удлинение—сжатие). Располагая значениями t_i и W_i, можно определить демпфирующие свойства упругого элемента при заданной величине M_i нагрузки системы. Очевидно, что чем больше времени требуется для затухания системы при заданных нагрузке и энергии, сообщенной ей внешним источником, тем меньше диссипативные силы, возникающие в упругом элементе системы.

Предложенный способ [4] позволяет определить демпфирующую способность упругого элемента для разных параметров пружинного маятника и провести сопоставительный анализ однотипных видов упругих элементов, изготовленных по разным технологиям, из различных материалов, с учетом других их отличительных особенностей и, таким образом, определить оптимальный вариант конструкции упругого элемента. При этом предлагается использовать новый оценочный критерий — усредненную мощность диссипативных сил упругого элемента за период затухания колебаний:

$$N_{Di} = W_i/t_i, \text{ Вт.} \qquad (2)$$

Испытуемый упругий элемент подвергают серии испытаний в пределах его рабочих нагрузок. В каждом эксперименте измеряют усредненное значение мощности диссипативных сил упругого элемента.

Рассмотрим последовательность выполнения измерительных операций при определении жесткости упругого элемента (см. рис. 1). С помощью измерительной линейки определяем начальную длину a жестко закрепленного одним концом упругого элемента *1* в ненагруженном состоянии. Затем к другому концу упругого элемента *1* прикрепляем груз *2* известной массы $M_i = M$ и фиксируем величину $X_i = b$ удлинения упругого элемента *1*. После этого определяем длину l элемента в нагруженном состоянии и вычисляем его жесткость:

$$l = a + b, \text{ см;} \qquad (3)$$

$$k = Mg/b = 9{,}81M/b, \text{ Н/см.}$$

Диссипативные свойства упругого элемента определяем в два этапа.

На первом этапе (рис. 2) при стабилизированном значении $W_i = \text{const}$ ($i = 1, ..., n$), определяющем потенциальную энергию системы, ступенчато увеличиваем нагрузку M_i на систему. При каждом значении нагрузки M_i сообщаем системе импульс внешней силы F_1, который остается неизменным в данной серии испытаний (соответственно, неизменной остается и величина b_1 удлинения упругого элемента под действием внешней силы F_1). Определяем при каждом испытании время t_i затухания колебаний системы и вычисляем по формуле (2) соответствующее усредненное значение мощности N_{Di} диссипативных сил. Графически (или в форме таблицы) представляем функциональную зависимость $N_{Di} = f(M_i)$.

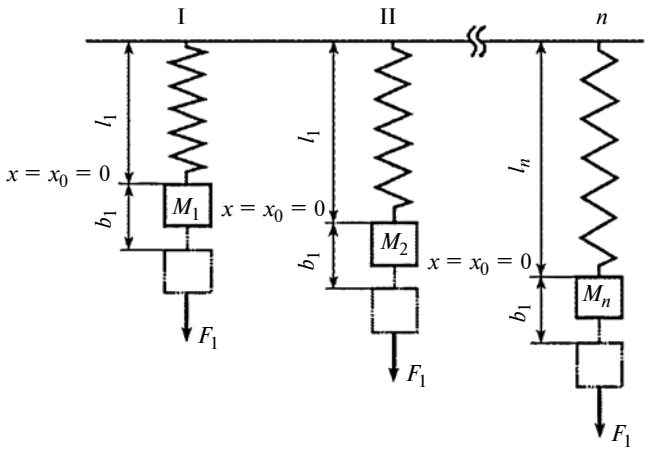


Рис. 2. Последовательность операций первого этапа: I, II, ..., *n*

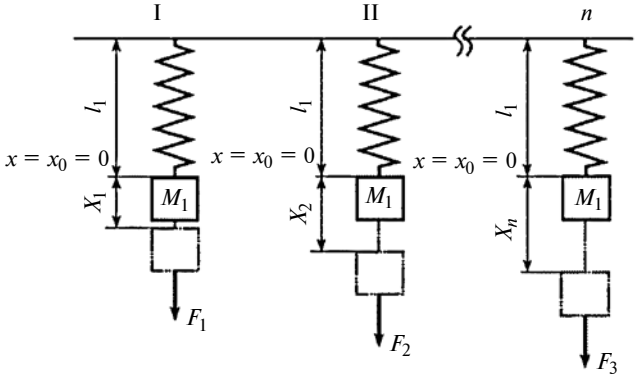


Рис. 3. Последовательность операций второго этапа: I, II, ..., *n*

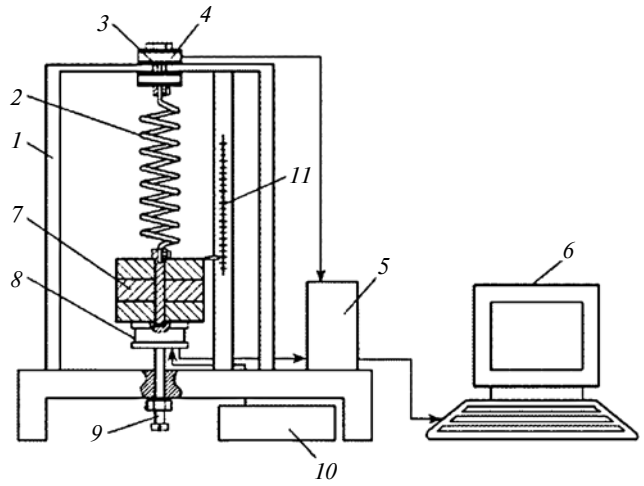


Рис. 4. Устройство для реализации способа определения собственных сил демпфирования в упругом элементе

На втором этапе (рис. 3) при стабилизированном значении M_1 = const, определяемом массой тарировочных грузов, изменяем W_i увеличением внешней силы F_i, действующей на систему. Ступенчато увеличивая внешнюю силу F_i, определяем величину X_i удлинения упругого элемента, возникающего под действием данной силы, и вычисляем по формуле (1) значение W_i. Определяем при каждом испытании время t_i затухания колебаний системы и вычисляем по формуле (2) соответствующее усредненное значение мощности N_{Di} диссипативных сил. Графически (или в форме таблицы) представляем функциональную зависимость $N_{Di} = f(W_i)$.

На рис. 4 показано устройство для реализации рассматриваемого способа, состоящее из рамы *1*, к верхней части которой прикрепляется испытуемый упругий элемент *2*. В крепежный элемент *3* вмонтирован тензодатчик *4*, соединенный через интерфейсный блок *5* с регистрирующим прибором *6*. К нижнему концу упругого элемента *2* прикрепляются тарировочные грузы *7*. Нижний груз притянут электромагнитом *8*, жестко закрепленным на натяжном устройстве *9*. Электромагнитом управляют с помощью блока питания *10*. Начало отключения электромагнита *8* через интерфейсный блок *5* фиксируется регистрирующим прибором *6*. Измерительная линейка *11* установлена вертикально.

Порядок проведения экспериментов на первом и втором этапах остается неизменным:

с помощью измерительной линейки *11* определяем длину *a* упругого элемента *2*, неподвижно прикрепленного одним концом к раме *1* без нагрузки;

на втором конце упругого элемента *2* устанавливаем тарировочные грузы *7* массой *M* и измеряем величину *b* удлинения упругого элемента, а также общую длину упругого элемента по формуле (3);

используя электромагнит *8*, с помощью натяжного устройства *9* дополнительно натягиваем упругий элемент *2* и с помощью измерительной линейки *11* фиксируем величину $X = X_i - X_0$ его растяжения под действием внешней силы *F*, где X_0 — начальное положение тарировочных грузов (до начала воздействия внешней силы *F*); X_i — положение тарировочных грузов после воздействия внешней силы *F*;

резко отключаем электромагнит *8* натяжного устройства *9*, при этом на регистрирующий прибор *6* поступает сигнал приведения системы в колебательное состояние; одновременно возникающий в тензодатчике *4* электрический сигнал передается через интерфейсный блок *5* на регистрирующий прибор *6*; с момента поступления сигнала от электромагнита в регистрирующем приборе *6* включается таймер;

система "упругий элемент *2* — тарировочные грузы *7*" приходит в колебательное состояние;

под воздействием диссипативных сил, возникающих в упругом элементе *2*, система совершает затухающие колебания;

время t_i затуханий колебаний системы фиксируется таймером регистрирующего прибора *6*.

Затем, используя зависимости (1) и (2), вычисляем усредненное значение мощности N_{Di} диссипативных сил упругого элемента *2* при заданных значениях массы M_i грузов и дополнительного воздействия на систему внешнего усилия F_i. Показатель N_{Di} принимаем в качестве критерия, определяющего диссипативные свойства упругого элемента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Красносельский М. А., Покровский А. В.** Системы с гистерезисом. М.: Наука, 1983. 271 с.
2. **Пат. 2425351 Рос. Федерация:** МПК G01N3/32. Способ исследования демпфирующих свойств материалов и устройство для его осуществления.
3. **Пат. 2249195 Рос. Федерация:** МПК G01N3/32. Устройство для определения динамических характеристик полимерных нитей методом свободных продольных колебаний.
4. **Пат. 2530474 Рос. Федерация:** МПК G01H1/08. Способ экспериментально-теоретического определения собственных сил демпфирования в упругом элементе.

УДК 621.833.7

Г. А. ТИМОФЕЕВ, д-р техн. наук, Ю. В. КОСТИКОВ, канд. техн. наук
(МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: timga@bmstu.ru

Расчет крутильной жесткости волновых зубчатых передач

Предложена математическая модель для теоретического исследования волновых зубчатых передач (ВЗП), учитывающая многопарность и многозонность волнового зацепления, погрешности изготовления и сборки, деформации элементов ВЗП и выборку зазоров в зацеплении под нагрузкой. Ее использование позволит проектировать ВЗП с высокой крутильной жесткостью.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, гибкое и жесткое зубчатые колеса, зазор в зацеплении, крутильная жесткость.

The mathematical model for theoretical research of harmonic gear drives (HGD), taking into account multi-twoness and multi-zonality of a harmonic gear, manufacturing and assembly errors, deformations of HGD elements and adjustment of gaps in loaded gear, is suggested. Its application would allow to design HGD with high torsional stiffness.

Keywords: harmonic gear drive, flexible and rigid tooth gear, gap in gear, torsional stiffness.

Высокие качественные показатели малоинерционных волновых зубчатых передач (ВЗП) с дисковыми и кольцевыми генераторами волн открывают широкие перспективы применения их в качестве несиловых передаточных механизмов систем автоматического регулирования, в отсчетных узлах приборов, приводах точного позиционирования. Отличительной особенностью механизмов этого класса являются невысокие по сравнению с несущей способностью передачи нагрузки при выполнении рабочих операций, погрешность воспроизведения которых не должна превышать нескольких угловых минут. Характеристика крутильной жесткости передаточного механизма определяет качество работы системы, так как погрешность мертвого хода входит в суммарную кинематическую погрешность реверсивной передачи, а приведенный коэффициент крутильной жесткости определяет динамические характеристики привода.

Расчет характеристики крутильной жесткости должен базироваться на оценке напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов волновой передачи. Общий подход к оценке (НДС) гибкого колеса и изменения его формы под нагрузкой наиболее полно изложен в работах [1, 2]. Однако приведенные в этих работах рекомендации не являются законченными методиками, позволяющими определить крутильную жесткость передачи. Другие рекомендации [3—5] не учитывают влияния параметров волнового зацепления на изменение формы гибкого колеса и могут применяться для оценки крутильной жесткости силовых передач, в которых превалирующими являются нелинейные радиальные деформации генератора волн и нелинейная зависимость углов поворота генератора волн от радиальных деформаций.

Предлагаемая в настоящей работе методика базируется на основных положениях работы [1] и предназначена для расчета крутильной жесткости несиловых передач, где появление погрешности мертвого хода определяется в основном изменением формы гибкого колеса под нагрузкой. Расчет основан на определении упругих перемещений гибкого колеса при выборе боковых зазоров в волновом зацеплении.

При создании расчетной модели приняты следующие допущения: рассматривается статическая задача без учета сил трения; все силы, действующие на венец гибкого колеса, лежат в одной торцевой плоскости, проходящей через середину зубчатого венца; силы, действующие на гибкое колесо, вызывают изменение формы гибкого колеса в пределах выборки боковых зазоров между эвольвентными зубьями гибкого и жесткого колес; деформациями жесткого колеса и генератора волн пренебрегаем.

Схема нагружения гибкого колеса (рис. 1, *а*) заменяется на эквивалентную схему нагружения эквивалентного кольца (рис. 1, *б*). Считая одинаковыми распределение сил по зонам зацепления и пренебрегая изменением угла зацепления, которое не превышает 10 % [3], заменяем силы, дейст-

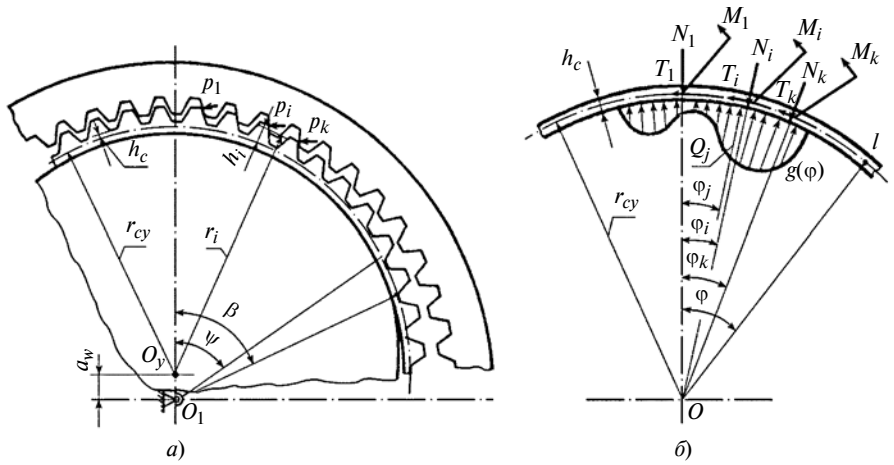


Рис. 1. Схемы нагружения гибкого колеса (*а*) и эквивалентного кольца (*б*)

вующие в зацеплении, системой силовых факторов, закон распределения которых аппроксимируется функцией синуса [3, 6]:

$$T_i = P_i \cos\alpha_w = T_{\max}\sin[\Phi_1(\varphi_i)];$$

$$N_i = P_i \sin\alpha_\omega = N_{\max}\sin[\Phi_1(\varphi_i)] = = T_{\max}\mathrm{tg}\alpha_w \sin[\Phi_1(\varphi_i)];$$

$$M_i = T_i h_i = M_{\max}\sin[\Phi_1(\varphi_i)] = = T_{\max} h_i \sin[\Phi_1(\varphi_i)],$$

где P_i — система сил, действующих в волновом зацеплении; T_i и N_i — тангенциальная и нормальная составляющие этих сил.

Реакцию со стороны генератора волн заменяем системой из n сосредоточенных сил:

$$Q_j = \int_{\varphi_{j-1}}^{\varphi_j} q(\varphi)\mathrm{d}\varphi = = Q_{\max}\sin[\Phi_2(\varphi_j)],$$

где $\Phi_1(\varphi_i) = i\pi/k$ $(i = \overline{1, k})$; k — число зубьев, находящихся в зацеплении; $\Phi_2(\varphi_j) = j\pi/n$ $(j = \overline{1, n})$; n — число участков интегрирования функции $q(\varphi)$.

Момент инерции эквивалентного кольца определяется как момент инерции кольца под зубчатым венцом с учетом ужесточающего влияния зубьев и присоединенной оболочки [7].

Так как в ходе решения требуется знать перемещения во многих точках по окружности кольца, целесообразно использовать метод расчета, основанный на применении дифференциального уравнения упругой линии кольца [8], частное решение которого при действии указанных силовых факторов имеет следующие зависимости для радиальных $w(\varphi)$ и касательных $v(\varphi)$ перемещений:

$$w(\varphi) = \sum_{i=1}^{k} \frac{M_i r^2}{\pi EI} R(\varphi_i) + + \sum_{i=1}^{k} \frac{N_i r^3}{\pi EI} S(\varphi_i) + \sum_{i=1}^{k} \frac{T_i r^3}{\pi EI} U(\varphi_i) + + \sum_{i=1}^{k} \frac{Q_i r^3}{\pi EI} S(\varphi_i);$$

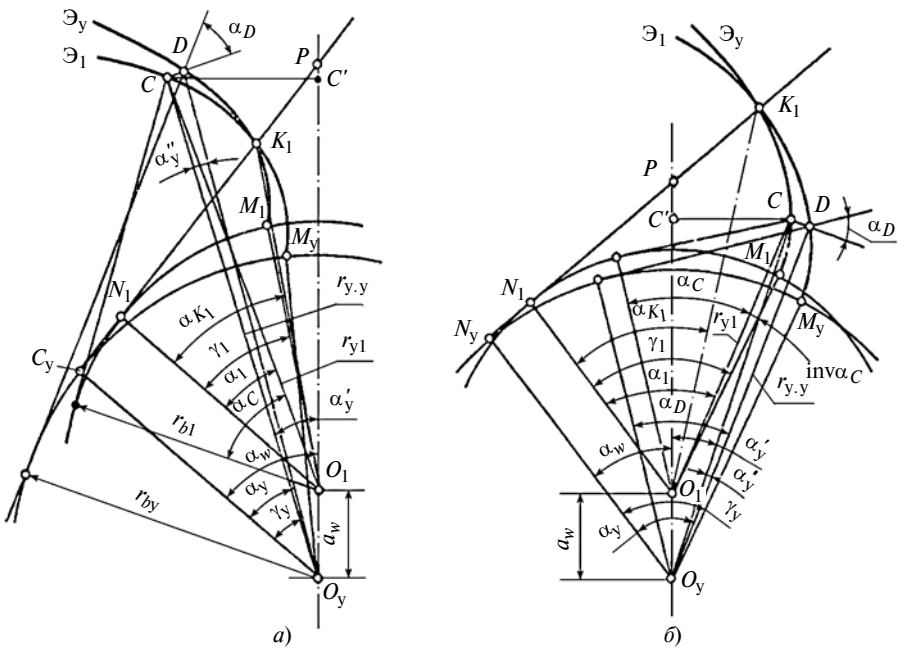


Рис. 2. Расчетные схемы для определения зазоров в дополюсном (*а*) и заполюсном (*б*) зацеплениях ВЗП

$$v(\varphi) = \sum_{i=1}^{k} \frac{M_i r^2}{\pi EI} V(\varphi_i) + + \sum_{i=1}^{k} \frac{N_i r^3}{\pi EI} U(\varphi_i) + \sum_{i=1}^{k} \frac{T_i r^3}{\pi EI} T(\varphi_i) + + \sum_{j=1}^{n} \frac{Q_j r^3}{\pi EI} U(\varphi_j),$$

где $S(\varphi) = \sum_{p=2}^{\infty} \frac{\cos p\varphi}{(p^2-1)^2}$;

$$T(\varphi) = \sum_{p=2}^{\infty} \frac{\cos p\varphi}{p^2(p^2-1)^2};$$

$$U(\varphi) = \sum_{p=2}^{\infty} \frac{\sin p\varphi}{p(p^2-1)^2};$$

$$R(\varphi) = \sum_{p=2}^{\infty} \frac{-\sin p\varphi}{p(p^2-1)^2};$$

$$T(\varphi) = \sum_{p=2}^{\infty} \frac{\cos p\varphi}{p^2(p^2-1)^2}.$$

Упругие перемещения гибкого колеса приводят к перераспределению и выборке боковых зазоров в волновом зубчатом зацеплении. Окружные боковые зазоры между эвольвентными профилями зубьев в ненагруженной волновой передаче определяют после расчета геометрии волнового зацепления и определения исполнительных размеров зубчатых колес.

Конструкции кольцевого и дискового генераторов волн обеспечивают постоянство кривизны срединного слоя обода гибкого колеса в пределах зон зацепления. Боковые зазоры определяют по формулам [9], выведенным из рассмотрения геометрии эвольвентного волнового зацепления. Расчетные схемы для определения зазоров в зацеплении показаны на рис. 2. Характер распределения зазоров в зацеплении определяется особенностями расположения эвольвент $Э_1$ и $Э_у$, описывающих рабочие профили зубьев колес. Точка касания эвольвент может находиться как внутри участка линии зацепления (рис. 2, *а*), так и за ее пределами (рис. 2, *б*). Для обоих случаев окружной зазор между профилями зубьев определяется по зависимости $j_i = r_{y.y}\alpha''_y$, где α''_y — центральный угол, равный угловому зазору между эвольвентами $Э_1$ и $Э_у$ по произвольной окружности радиуса $r_{y.y}$ условного колеса, на которой определяется окружной зазор.

Для иллюстрации характера изменения боковых зазоров в за-

цеплении волновых передач с параметрами $Z_г = Z_2 = 362$, $Z_ж = Z_1 = 360$, $\beta = 60°$, $x_2 = 3$, $h_c = 4{,}8m$, $m = 0{,}5$ мм построены зависимости $j_i = j(\varphi)$ (рис. 3). Зазоры на входе в зацепление отмечены вертикальными линиями.

Из анализа графиков распределения боковых зазоров в ненагруженной передаче (см. рис. 3) следует, что положение зоны зацепления зубьев гибкого колеса относительно оси деформации и многопарность зацепления определяются геометрическими параметрами волнового зацепления. Экспериментальные исследования [4, 10, 11] позволяют определить положение зоны опирания гибкого колеса на генератор волн и считать, что для указанного класса передач эта зона имеет постоянные границы, а *при увеличении нагрузки изменяется только величина равнодействующей реакции* $q(\varphi)$.

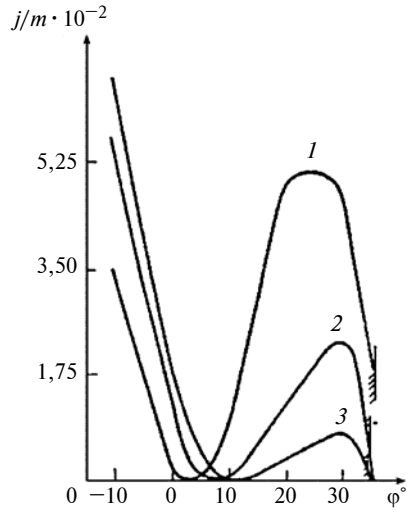


Рис. 3. Боковые зазоры в зацеплениях волновых передач с углами зацепления α_w = 20 (*1*); 14 (*2*); 10° (*3*)

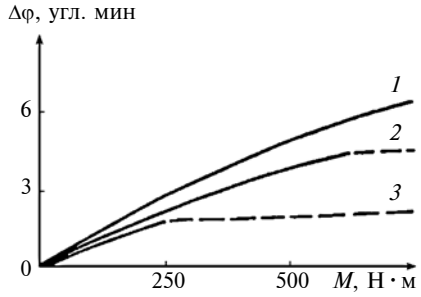


Рис. 4. Характер изменения упругого мертвого хода волновых передач с углами зацепления: α_w = 20 (*1*); 14 (*2*); 10° (*3*)

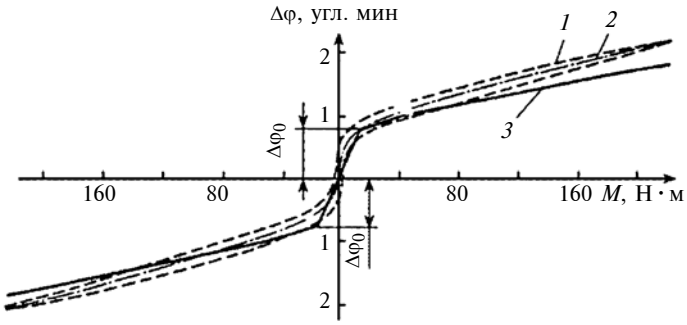


Рис. 5. Характеристики крутильной жесткости:
1 — экспериментальная; *2* — скелетная; *3* — расчетная с учетом погрешности мертвого хода

Далее при применении метода последовательного нагружения, когда окончанием каждого этапа нагружения считается вход в зацепление очередной пары зубьев гибкого и жесткого колес, приращение погрешности мертвого хода волновой передачи на каждом этапе нагружения будет определяться величиной выбранного бокового зазора между зубьями гибкого и жесткого колес, вошедшими в зацепление: $\Delta\varphi_i = j_i/r_i$, а функциональная зависимость погрешности мертвого хода от величины передаваемой нагрузки является искомой характеристикой крутильной жесткости ВЗП. Ввиду сложности решаемых уравнений и большого объема промежуточных вычислений расчет характеристики крутильной жесткости проводился на ЭВМ.

Результаты исследований влияния геометрических параметров гибкого колеса и волнового зацепления на крутильную жесткость волновой передачи приведены в виде графиков на рис. 4, из анализа которых следует, что при угле волнового зацепления $\alpha_w = 10°$ выборка боковых зазоров и вход всех зубьев в зацепление произойдет при нагружении волновой передачи крутящим моментом 250 Н · м. Сплошными линиями показаны зависимости погрешности мертвого хода от величины передаваемой нагрузки при выборке боковых зазоров между зубьями, находящимися в зоне перекрытия диаметров вершин гибкого и жесткого колес; штриховыми линиями — характеристика крутильной жесткости передачи, когда приращение погрешности мертвого хода будет в основном определяться деформациями подшипников узла генератора волн и жесткого колеса [3—5]. Точность расчета погрешности мертвого хода по данной методике иллюстрируется на примере расчета характеристики крутильной жесткости волнового редуктора с генератором волн внешнего деформирования (рис. 5). Сравнение результатов расчетов ряда передач с генераторами волн внутреннего и внешнего деформирования с результатами экспериментальных исследований этих же передач позволяет рекомендовать применение данной методики при решении как прямой задачи — оценке крутильной жесткости волновой передачи, так и обратной — определении геометрических параметров волнового зацепления, обеспечивающих заданную характеристику крутильной жесткости передачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ковалев Н. А.** Передачи гибкими колесами. М.: Машиностроение, 1979. 200 с.
2. **Шувалов С. А.** Теория и автоматизированное проектирование волновых зубчатых передач: Дис. ... д-ра техн. наук. Москва. 1986. 359 с. Машинопись.
3. **Люминарский И. Е., Люминарский С. Е.** Расчет сил взаимодейст-

УДК 519.6.001.573

Л. А. УВАРОВА, д-р физ.-мат. наук, О. А. САЛИЕВА, канд. физ.-мат. наук, Е. А. ДЕВЯТЕРИКОВА (МГТУ "СТАНКИН"), Е. И. ГАЛАХОВ, д-р физ.-мат. наук (РУДН, г. Москва), e-mail: uvar11@yandex.ru

Ситуация blow-up в оценках некоторых технологических рисков на примере модельной задачи нелинейного теплопереноса

Предложены метод оценки возможности возникновения ситуации blow-up для широкого класса эмпирических температурных зависимостей коэффициентов нелинейного уравнения теплопереноса с тепловым источником и алгоритм расчета критических времени и размера области теплопереноса, позволяющий при планировании эксперимента исключить "тупиковые" направления его проведения.

Ключевые слова: математическое моделирование, ситуация blow-up, нелинейный теплоперенос, дисперсные среды.

The assessment method of possibility of blow-up situation appearance for a wide range of empirical temperature dependencies of coefficients in non-linear heat transfer equation with a heat source and the analysis algorithm of critical time and size of heat transfer area, which allows at the stage of experimental design to exclude "dead end" ways of its realization, are suggested.

Keywords: mathematical modeling, blow-up situation, non-linear heat transfer, disperse mediums.

Во многих областях техники возникает опасность бесконтрольного роста тех или иных параметров обрабатываемых материалов, приводящего к нарушению технологического режима, ухудшению качества продукции, а в некоторых случаях — к разрушению производственных мощностей и даже к человеческим жертвам. Поэтому прогнозирование таких ситуаций — актуальная задача.

Вместе с тем в связи с ускоряющимся развитием техники и появлением новых технологий и материалов [1, 2] все более важен выбор направлений исследований. Это связано как с экономическими и временны́ми, так и с социальными ресурсами [3]. Поэтому остро встает вопрос о возможности отсечения тупиковых и неэффективных направлений. Такая возможность частично может быть реализована применением современных математических методов, позволяющих определять область существования решений той или иной прикладной задачи или ее соответствующей модели с учетом поставленной цели. Отметим, что принципиальная важность математического моделирования в технике обоснована, например, в работах [4, 5].

В настоящей статье указанную проблему рассмотрим на примере нелинейного уравнения теплопереноса в дисперсной среде ввиду ее широкого применения в различных технологиях. Коэффициенты, входящие в уравнение, зависят от температуры, как и источник теплоты. Это явление определяется двумя механизмами:

1) непосредственной зависимостью различных характеристик проводящей или полупроводящей среды (электропроводности, теплопроводности, теплоемкости) от температуры;

2) выделением теплоты на границах наночастиц, образующих изначальную дисперсную среду, что приводит к повышению температуры внутри образца по сравнению с его границей.

Необходимо также отметить, что коэффициенты уравнения в каждый момент времени могут зависеть от состояния образца, что позволяет учесть

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 28)

вия волновой зубчатой передачи // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2011. Спец. вып. "Энергетическое и транспортное машиностроение". 2009. № 2. С. 84—90.

4. **Костиков Ю. В., Тимофеев Г. А., Фурсяк Ф. И.** Исследование крутильной жесткости волновых зубчатых передач внешнего деформирования с гибким колесом-кольцом // Изв. вузов. Сер. Машиностроение. 2012. № 8. С. 3—7.

5. **Попов П. К.** Расчетно-экспериментальное обеспечение точности зубчатых передач: Дис. ... д-ра техн. наук. Москва. 1997. 269 с. Машинопись.

6. **Lewis J.** Fast forward for harmonic-drive gearing. Glob. Des. News: 2000. V. 4. N. 2. P. 46, 47.

7. **Костиков Ю. В.** Изгибная жесткость гибких колес волновых передач // Изв. вузов. Машиностроение. 1981. № 12. С. 11—15.

8. **Бояршинов С. В.** Основы строительной механики машин. М.: Машиностроение, 1973. 455 с.

9. **Тимофеев Г. А.** Исследование характера распределения боковых зазоров между рабочими профилями зубьев волновых передач с различными исходными параметрами // Изв. вузов. Машиностроение. 2014. № 9. С. 60—66.

10. **Полетучий А. И.** Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов. Харьков: Изд-во НАУ "ХАИ" им. М. Жуковского, 2005. 675 с.

11. **Штриплинг Л. О.** Расчет точности работы зубчатых передач и приводов на их основе в реальных условиях эксплуатации: Дис. ... д-ра техн. наук. Москва. 1998. 241 с. Машинопись.

в скрытой форме влияние такого важного технологического фактора, как давление.

Чтобы изучить возможность улучшения качества продукции путем предотвращения бесконтрольного роста температуры, применяем математическую теорию blow-up и метод, предложенный в работе [6] и разработанный в статьях [7—16]. Ситуацией blow-up называют стремление решений дифференциальных уравнений к бесконечности за конечное время, что приводит к отсутствию нетривиальных (отличных от тождественного нуля) решений в классах функций, ограниченных той или иной нормой. Отсутствие решений доказывается от противного. Для этого получают априорные оценки решений и исследуют асимптотику этих оценок относительно некоторого параметра. При этом нулевое предельное значение оценки гарантирует отсутствие нетривиального решения. Другой подход к подобной ситуации рассматривается при расчете режимов с обострением [17, 18].

Примем во внимание, что одной из основных причин нарушения однородности среды, приводящего к ухудшению качества продукции, является нарушение теплового режима. Поэтому имеет смысл проанализировать условия, приводящие к бесконтрольному росту температуры в некоторых точках рабочей области. Это математически выражается стремлением решений уравнения теплопроводности к бесконечности в этих точках, т.е. возникновением ситуации blow-up.

Математическая модель I: неограниченный рост температуры

Рассмотрим уравнение теплопроводности для функции $T(r, t)$ в виде:

$$\rho(r, T)C(r, T)\frac{\partial T}{\partial t} - \nabla\cdot[\lambda(r, T)\nabla T] = \mu(r, T) \quad (1)$$

с начальным условием

$$T(r, t_0) = T_0(r) \geq 0, \quad (2)$$

где $r \in B_R(0)$; $t_0 < t < t_1$; $R > 0$ — радиус области $B_R(0)$, в которой рассматривается процесс теплопереноса (для простоты область считается шарообразной, а начало координат помещается в ее центр); (t_0, t_1) — интервал времени, на протяжении которого рассматривается процесс.

Состояние вещества в точке r в момент времени t характеризуется параметрами: $T(r, t)$ — температура; $\rho(r, t)$ — плотность; $C(r, T)$ — удельная теплоемкость; $\lambda(r, t)$ — коэффициент теплопроводности; $\mu(r, t)$ — удельная теплота, выделяемая источником; $T_0(r)$ — температура вещества в точке r в фиксированный начальный момент времени t_0. Все величины считаются приведенными к безразмерному виду.

Введем функции v и w:

$$v(r, T) = \int_0^T \rho(r, \tau)C(r, \tau)\mathrm{d}\tau; \quad (3)$$

$$w(r, T) = \int_0^T \lambda(r, \tau)\mathrm{d}\tau, \quad (4)$$

характеризующие поглощение [формула (3)] и перенос [формула (4)] тепловой энергии на единицу объема (τ — переменная интегрирования по температуре). Определим логарифмы отношений производимой и поглощаемой теплоты, а также производимой и переносимой теплоты:

$$\left.\begin{aligned} p &= \inf_{(r, T)\in B_R(0)\times(T_0, +\infty)} \frac{\ln\mu(r, T)}{\ln v(r, T)}; \\ q &= \inf_{(r, T)\in B_R(0)\times(T_0, +\infty)} \frac{\ln\mu(r, T)}{\ln w(r, T)}. \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

В данном случае справедлива следующая лемма.

Лемма 1. Пусть существуют константы $p, q > 1$, $c_1, c_2 > 0$, такие, что для всех $r \in B_R(0)$ и $T \in (T_0, +\infty)$ имеют место неравенства:

$$v^p(r, T) \leq c_1\mu(r, T) \quad (6)$$

и

$$w^q(r, T) \leq c_2\mu(r, T). \quad (7)$$

Тогда любое классическое решение $T(r, t)$ задачи Коши [формулы (1), (2)], дважды непрерывно дифференцируемое по пространственным координатам в $B_R(0)$, непрерывно дифференцируемое по времени t в (t_0, t_1) и непрерывное в $[t_0, t_1)$, удовлетворяет оценке

$$\frac{1}{2}\int_{t_0}^{t_1}\int_{|r|<R}\mu\mathrm{d}r\mathrm{d}t + \int_{|r|<R} v(T_0(r))\mathrm{d}r \leq$$
$$\leq c_0R^3\bar{t}(\bar{t}^{-p} + R^{-2q'}), \quad (8)$$

где $\bar{t} = t_1 - t_0$; $\frac{1}{p} + \frac{1}{p'} = 1$; $\frac{1}{q} + \frac{1}{q'} = 1$;

$$c_0 = \left(\frac{p-1}{2}2^{\frac{1}{p-1}} + \frac{q-1}{2}2^{\frac{1}{q-1}}\right)\left(4^{\frac{p}{p-1}} + 32^{\frac{q}{q-1}}\right). \quad (9)$$

Этот результат означает, что если $p, q > 1$ (т.е. теплота, производимая источником, увеличивается быстрее, чем поглощаемая и переносимая теплота, по отношению к температуре), то любая достаточно гладкая функция $T(r, t)$, являющаяся решением задачи Коши (1), (2), удовлетворяет оценке (8).

Доказательство леммы 1 основано на методе пробных функций [6—13].

Если, кроме того, имеет место соотношение

$$\frac{2q}{p(q-1)} < 3, \qquad (10)$$

то справедлива теорема 1.

Теорема 1. Пусть выполнены условия (6), (7) и (10). Тогда существуют критические значения t и R:

$$t_{\text{кр}} = \left(c_0^{-1} \int\limits_{R^3} v(T_0(r))\mathrm{d}r \right)^{\frac{2q(p-1)}{3p(q-1)-2q}};$$

и

$$R_{\text{кр}} = t_{\text{кр}}^{\frac{p(q-1)}{2q(p-1)}},$$

такие, что для $R > R_{\text{кр}}$ и $t > t_{\text{кр}}$ задача Коши (1), (2) не имеет классического решения $T(r,t)$, дважды непрерывно дифференцируемого по координатам и один раз непрерывно дифференцируемого по времени для всех r в $B_R(0)$ и t в (t_0, t_1) и непрерывного для всех r в $B_R(0)$ и t в $[t_0, t_1)$ (т.е. вплоть до t_0). Здесь c_0 — константа, определяемая выражением (9), значения p и q вычисляются по формулам (5).

Таким образом, в рамках рассматриваемой математической модели существует время $t^* \in (t_0, t_{\text{кр}})$, такое, что температура стремится к бесконечности по крайней мере в некоторых точках области при $t \to t^*$. Доказательство теоремы 1 основано на анализе асимптотического поведения оценок из леммы 1.

Задача Коши во всем трехмерном пространстве для сколь угодно больших интервалов времени

$$\rho(r, T)C(r, T)\frac{\partial T}{\partial t} - \nabla \cdot (\lambda(r, T)\nabla T) = \mu(r, T)$$

$$\text{при } r \in R^3,\ t > t_0; \qquad (11)$$

$$T(r, t_0) = T_0(r) \geq 0; \quad r \in R^3 \qquad (12)$$

может быть рассмотрена аналогично. Здесь отсутствие граничных условий означает, что моделируется процесс вдали от границы области, на который граничные условия не оказывают непосредственного влияния.

Анализ показал, что если коэффициенты задачи (11), (12) являются достаточно гладкими функциями, то эта задача не имеет классических решений для T, определенных во всем пространстве, а выполняется теорема 2.

Теорема 2. Пусть условия (6), (7) выполняются при всех r во всем пространстве и $T > 0$. Тогда задача (11), (12) не имеет решения $T(r, t)$, дважды непрерывно дифференцируемого по координатам и один раз непрерывно дифференцируемого по времени при всех значениях своих аргументов и непрерывного вплоть до границы. Однако в такой ситуации могут существовать решения, определенные в конечном шаре $B_R(0)$. В некоторых частных случаях их асимптотика известна [17].

Доказательство теоремы 2 в целом аналогично доказательству теоремы 1 с тем различием, что при доказательстве теоремы 2 используются пробные функции, зависящие не только от пространственных переменных, но и от времени.

Математическая модель II: превышение температурного порога

На практике качество продукции ухудшается и при не очень высокой температуре, если она превышает определенный порог, который зависит от свойств сырья и используемых технологий. Поэтому имеет смысл исследовать ситуации отсутствия решений (режимов), принимающих значения из некоторых "плохих" интервалов, что может найти применение при контроле качества и технологии производства. Такие исследования требуют в небольшой модификации рассуждений, использованных при доказательстве леммы 1 и теорем 1 и 2.

Методика расчета критического времени и критического радиуса (на примере образца карбида кремния SiC)

В процессе изготовления, обработки и дальнейшего использования детали могут подвергаться внешнему воздействию, приводящему к образованию объемных источников теплоты. Природа воздействия может быть разной — химическая реакция или действие электромагнитного поля, генерирующего в среде электрический ток, и следовательно, выделение джоулевой теплоты [19, 20]. Для многих современных материалов, обладающих уникальными свойствами, например керамик, характерна нелинейная зависимость параметров от температуры, причем вид этой зависимости чаще всего известен для определенного температурного диапазона и получен путем аппроксимации экспериментальных данных. Для таких материалов или изготовленных из них деталей предлагаемый метод позволяет предсказать возможность при использовании конкретной технологии наступления ситуации blow-up и оценить критическое время и критический радиус для достаточно широкого класса аппроксимирующих функций.

На рис. 1, 2 приведены зависимости безразмерных величин $R_{\text{кр}}$ и $t_{\text{кр}}$ от возможных значений одного из параметров при фиксированном значении другого. Расчеты выполнены для $v(T_0) = 1$ и характерного размера локализации начального возмущения, равного $R_{\text{кр}}$. Минимальное значение оценки $t_{\text{кр}} = 4{,}662$ достигается при $p = 1{,}185$, $q = 2{,}285$; соответствующее значение $R_{\text{кр}} = 15{,}942$. Минимальное значение оценки $R_{\text{кр}} = 7{,}877$ достигается при $p = 1{,}026$, $q = 1{,}025$; соответствующее значение

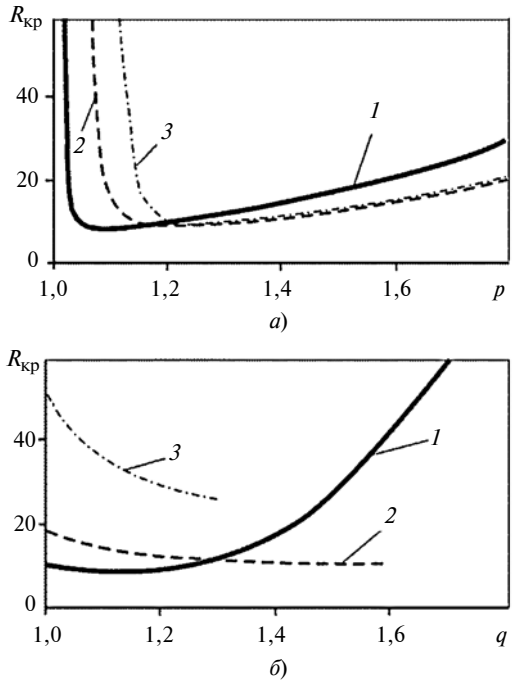


Рис. 1. Зависимости критического радиуса $R_{кр}$ от (*а*) при q = 1,1 (*1*); 1,5 (*2*); 2,0 (*3*) p и q (*б*) при p = 1,1 (*1*); 1,5 (*2*); 2,0 (*3*)

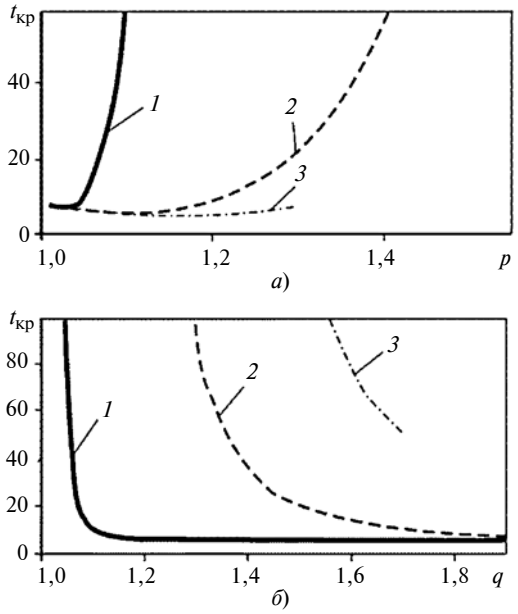


Рис. 2. Зависимости критического времени $t_{кр}$ от p (*а*) при q = 1,1 (*1*); 1,5 (*2*); 2,0 (*3*) и от q (*б*) при p = 1,05 (*1*); 1,3 (*2*); 1,5 (*3*)

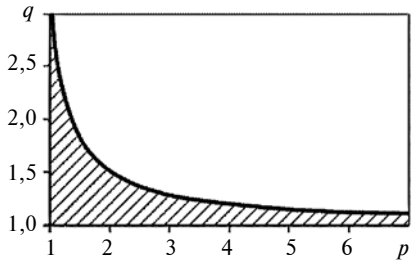


Рис. 3. Область допустимых значений p и q

$t_{кр}$ = 79,986. Переход к безразмерному уравнению (1) теплопроводности можно осуществить, введя положительные коэффициенты μ^*, t^* и r^*, размерность которых соответствует размерности плотности источников, времени и каждой координаты соответственно; разделив исходные величины на коэффициенты той же размерности, получим безразмерные аналоги этих величин.

Алгоритм получения наилучших оценок в каждом конкретном случае сводится к поиску таких значений μ^*, t^* и r^*, которые обеспечивали бы значения $R_{кр}$ и $t_{кр}$, указанные выше. Следует отметить, что значения p и q не совпадают для наилучших оценок $R_{кр}$ и $t_{кр}$. В общем случае минимальные значения оценок можно вычислить лишь численно, однако в некоторых ситуациях можно аналитическим способом получить оценки, близкие к наилучшим.

Для иллюстрации метода проведены расчеты $R_{кр}$ и $t_{кр}$ для образца из карбида кремния SiC с плотностью 3200 кг/м^3, удельной теплоемкостью 670 Дж/(кг · К). Карбид кремния является полупроводником, для большинства из которых характерны нелинейные зависимости коэффициентов теплопроводности и злектропроводности от температуры. Под воздействием электромагнитного поля в таком образце могут возникать источники теплоты, плотность которых будет пропорциональна коэффициенту электропроводности материала. Далее в расчетах используются эмпирические температурные зависимости, приведенные в работе [21]: коэффициент теплопроводности при температурах от 300 до 1500 К уменьшается по закону $411\exp(-0{,}0025T)$ Вт/(м · К), а коэффициент электропроводности возрастает по закону $0{,}222\exp(0{,}0027T)$ Ом$^{-1}$ · м$^{-1}$.

Коэффициенты μ^*, t^* и r^* надо выбирать так, чтобы для всех r и t получить значения p и q, которые были бы >1 и удовлетворяли неравенству (10). На рис. 3 область допустимых значений p и q заштрихована. Близкую к оптимальной оценку $R_{кр}$ и $t_{кр}$ можно получить в аналитическом виде, выбрав μ^*, t^* и r^* так, чтобы значения p и q вычислялись при $T = T_0$. Пусть μ^* — минимальное значение плотности тепловых источников в рассматриваемой области. Функции $v(r, T)$ и $w(r, T)$ в соответствии с их определением [формулы (7), (8)] являются возрастающими по T. Для их вычисления на практике в качестве нижнего предела интегрирования T_1 вместо нуля можно выбрать из температурного интервала, для которого известна эмпирическая зависимость, любое значение, меньшее T_0.

В простейшем случае, когда T_0 = const, t^* и r^* выбираем, исходя из условия $v(r, T_0) = 1$ и $w(r, T_0) = 1$. Тогда $t^* = 2{,}144(T_0 - T_1)/\mu^*$; $r^* = 405{,}463 \times [\exp(-0{,}0025T_1) - \exp(-0{,}0025T_0)]^{0,5}/(\mu^*)^{0,5}$; $p = 0{,}0027(T_0 - T_1)$, $q = 1{,}08[\exp(0{,}0025(T_0 - T_1)) - 1]$.

В зависимости от разницы температур T_0 и T_1 могут быть получены разные значения $t_{кр}$. Минимальное значение оценки $t_{кр}$ = 4,725 достигается при разнице температур $T_0 - T_1$ = 439 K; соответствующее значение $R_{кр}$ = 14,345 (p = 1,185, q = 2,156). Переход к размерным переменным не меняет положения минимума. Минимальное значение оценки $R_{кр}$ = 12,246 достигается при разнице температур $T_0 - T_1$ = 447 K; соответствующее значение $t_{кр}$ = 4,768 (p = 1,207, q = 2,222). Прогнозировать эксперимент следует так, чтобы время его проведения и характерный размер интересующей области не превышали приведенных критических значений.

Приведенные оценки вычисляли в предположении, что характерный линейный размер r_0 локализации начального возмущения совпадает с $R_{кр}$. Если r_0 в k раз меньше $R_{кр}$, то $t_{кр}$ возрастает пропорционально k^a, где $a = 6q(p-1)/[3p(q-1)-2q]$; при полученных p и q имеем a = 11,94.

Использование изложенного метода оценивания $R_{кр}$ и $t_{кр}$ в реальном эксперименте требует кроме информации о температурных зависимостях характеристик материала более точных знаний о величинах и распределении тепловых источников внутри образца. В приведенном примере распределение источников считается равномерным, но алгоритм расчета предполагает возможность включения в модель произвольного распределения, что более оправданно.

Таким образом, разработанный алгоритм расчета критического времени и критического радиуса позволяет исключить при прогнозировании эксперимента "тупиковые" направления его проведения, а применение предложенного метода для конечного интервала температур обеспечивает эффективный контроль качества продукции в течение времени производственного цикла.

В дальнейшем планируется развить метод для гетерогенных по материалам и размерам дисперсных сред, что повысит точность оценок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Волосова М. А., Надыкто А. Б., Ошурко В. Б.** Атомно-молекулярное конструирование: разработка на базе Центра коллективного пользования МГТУ "СТАНКИН" перспективных технологий создания материалов с уникальными свойствами для нужд отечественной промышленности // Вестник МГТУ "СТАНКИН". 2014. № 4 (31). С. 16—26.

2. **Григорьев С. Н., Красновский А. Н.** Разработка теории непрерывного формования изделий из ультрадисперсных композиционных порошковых материалов // Вестник МГТУ "СТАНКИН". 2011. № 1 (13). С. 12—16.

3. **Гришина Т. Г.** Философский анализ рисков как критериев оценки технической системы // Вестник МГТУ "СТАНКИН". 2014. № 1 (28). С. 148—151.

4. **Сосенушкин Е. Н., Яновская Е. А.** Гноселогический аспект создания математической модели в технике // Вестник МГТУ "СТАНКИН". 2014. № 1 (28). С. 131—134.

5. **Волкова Г. Д.** Когнитивное моделирование в техносфере // Вестник МГТУ "СТАНКИН". 2012. № 1 (28). С. 148—151.

6. **Митидиери Э., Похожаев С. И.** Априорные оценки и отсутствие решений нелинейных уравнений и неравенств в частных производных // Труды МИАН. 2001. Т. 234. С. 1—383.

7. **Galakhov E., Salieva O.** On Blow-Up of Solutions to Differential Inequalities with Singularities on Unbounded Sets // Journ. Math. Anal. and Appl. 2013. V. 408. P. 102—113.

8. **Салиева О. А.** Операторы усреднения Стеклова в задачах о продолжении функций с m-мерных плоскостей // Вестник МГТУ "Станкин". 2012. № 4 (23). С. 78—81.

9. **Galakhov E., Salieva O., Uvarova L.** Blow-up of Solutions to Some Systems of Nonlinear Inequalities with Singularities on Unbounded Sets // Electronic Journal of Differential Equations. 2014. N. 216. P. 1—12.

10. **Галахов Е. И., Салиева О. А.** Ситуация blow-up для систем нелинейных неравенств с коэффициентами, сингулярными на неограниченных множествах // Вестник МГТУ "Станкин". 2014. № 4 (31). С. 206—209.

11. **Galakhov E., Salieva O.** Blow-up for nonlinear inequalities with singularities on unbounded sets // Proceedings of IXth ISAAC Congress, Birkhauser Basel. 2015.

12. **Galakhov E., Salieva O.** On Blow-Up for a Generalized Heat Inequality // Proceedings of the XIIth ICNAAM Conference, Rhodes, Greece. 2015.

13. **Blow-up** time for a problem of heat transfer with coefficients depending on their formation mechanisms / E. Deviaterikova, E. Galakhov, O. Salieva, L. Uvarova // Proceedings of the XIIth ICNAAM Conference, Rhodes, Greece. 2015.

14. **Ezzinbi Kh., Jazar M.** Blow-up results of some nonlinear delay differential equations // Positivity. 2006. V. 10. P. 329—341.

15. **Casal A. C., Diaz J. I., Vegas J. M.** Finite extinction and null controllability via delayed feedback non-local actions // Nonlinear Analysis. 2009. V. 71. P. 2018—2022.

16. **Li X., Xiang Z.** Existence and nonexistence of local/global solutions for a nonhomogeneous heat equation // Communications in Pure and Applied Analysis. 2014. V. 13. P. 1465—1480.

17. **Режимы** с обострением в задачах для квазилинейных параболических уравнений / А. А. Самарский, В. А. Галактионов, С. П. Курдюмов, А. П. Михайлов. М.: Наука, 1987. 480 с.

18. **Курдюмов С. П., Куркина Е. С., Малинецкий Г. Г.** Диссипативные структуры в средах с распределенными параметрами. Препринт № 16. М.: ИПМ РАН, 1979. С. 1—79.

19. **Uvarova L. A., Babarin S. S.** The Movement of Molecules and Nanoparticles in Potential Field with the Casimir Force in Nano Volumes with Different Optical Boundaries // Physica Scripta. IOP Publishing. 2014. V. 162.

20. **Electromagnetic** Waves Propagation and Heat Transfer in the Aerosol Containing Spherical and Cylindrical Particles Systems Modeling / L. A. Uvarova, I. V. Krivenko, M. A. Smirnova, A. F. Ivannikov // Mathematical Models of Non-Linear Phenomena, Processes and Systems. From Molecule Scale to Planetary Atmosphere. N. Y.: Nova Publishers, 2013. P. 261—275.

21. **Mol'enat G., Durand L., Galy J.** Temperature Control in Spark Plasma Sintering: An FEM Approach // Journal of Metallurgy, Hindawi Publishing Corporation. 2010. Article ID 145431, P. 1—9.

УДК 621.7.011

М. Я. БРОВМАН, д-р техн. наук (ОАО "Оснастка", г. Тверь), e-mail: brovman@mail.ru

Определение деформаций при упругопластическом изгибе заготовок

Рассмотрены методы расчета деформации изгиба заготовок с использованием одной формулы во всем диапазоне упругопластической деформации.

Ключевые слова: заготовка, деформация, изгиб, кривизна, точность.

The analysis methods of billets bending deformation with application of a single formula in the whole range of elastoplastic deformation are considered.

Keywords: billet, deformation, bending, curvature, accuracy.

Расчеты деформации заготовок для процессов упругопластической деформации необходимы при проектировании машин для вальцовки или правки заготовок.

Методика таких расчетов изложена в ряде работ (например, в работах [1—6]). Расчеты необходимы для определения зависимости деформации и связанного с ней значения кривизны от нагрузок.

Сложность расчетов при упругопластической деформации обусловлена тем, что необходимо использовать разные зависимости напряжения σ от деформации ε в областях упругой и пластической деформаций. В области упругой деформации используют закон Гука, при пластической деформации — нелинейные функции $\sigma(\varepsilon)$, а в простейшем случае (для идеально-пластической среды) — условие $\sigma = \sigma_т = \text{const}$, где $\sigma_т$ — предел текучести. При этом приходится определять форму границы между упругой и пластической зонами.

Неоднократно, например, в работах В. Прагера и Р. Хилла предлагалось использовать единую функцию (хотя бы в качестве приближенной) во всем диапазоне деформаций [5, с. 65].

Предложена функция

$$\sigma = \sigma_т \text{th}\left(\frac{E\varepsilon}{\sigma_т}\right), \qquad (1)$$

где E — модуль упругости.

Функция (1) при малых значениях ε приближается к линейной функции $\sigma = E\varepsilon$, а при увеличении ε стремится к величине $\sigma_т$ (уже при $\varepsilon = 4\sigma_т/E$ функция $\sigma(\varepsilon)$ равна $0{,}999\sigma_т$ и отличается от $\sigma_т$ весьма незначительно).

Однако можно упростить расчеты, используя экспоненциальные функции, удовлетворяющие постулату аддитивности [7]:

$$\sigma(\varepsilon) = \sum_{a_i}^{n} \frac{b_i}{a_i}[1 - \exp(-a_i\varepsilon)], \qquad (2)$$

где a_i, b_i — коэффициенты, определяемые на основании экспериментальных данных [8].

Если ограничиться одним членом ряда, то вместо выражения (2) получим:

$$\sigma(\varepsilon) = \sigma_т\left[1 - \exp\left(-\frac{E}{\sigma_т}\varepsilon\right)\right], \qquad (3)$$

т.е. $a_1 = -E/\sigma_т$, $b_1 = E$.

Если изгибающий момент определен в виде функции $M(x)$, а также используются гипотеза плоских сечений и деформация, соответствующая изгибу $\varepsilon = Ky$, где K — кривизна нейтральной линии [3, 4], то получаем уравнение

$$M(x) = 2\int_0^{0,5h} yb\sigma \mathrm{d}y, \qquad (4)$$

где для заготовки симметричного сечения $b(y)$ — ее ширина, h — максимальная толщина.

Например, для заготовки прямоугольного сечения $b \times h$, ограничившись двумя членами ряда (2), получим:

$$M(x) = \frac{\sigma_т bh^2}{4} - \frac{2b}{K^2}\left(\frac{b_1}{a_1^3} + \frac{b_2}{a_2^3}\right) + \frac{bh}{K}\left[\frac{b_1}{a_1^2}\left(1 + \frac{2}{a_1 Kh}\right)\exp(-0{,}5a_1Kh) + \frac{b_2}{a_2^2}\left(1 + \frac{2}{a_2 Kh}\right)\exp(-0{,}5a_2Kh)\right].$$

Если же использовать один член ряда и зависимость (3), то удобно ввести безразмерную характеристику кривизны $\varphi = \frac{Kl}{a}$, где $a = \frac{\sigma_т l}{Eh}$, l — длина деформируемой заготовки.

В этом случае из выражения (4) получаем:

$$\frac{4M(x)}{\sigma_т bh^2} = 1 - \frac{8}{\varphi^2} + \frac{4}{\varphi}\left(1 + \frac{2}{\varphi}\right)\exp(-0{,}5\varphi). \qquad (5)$$

Например, для заготовки на двух опорах, подвергаемой изгибу усилием P, приложенным в центре ее длины, $M(x) = 0{,}5Px$ и вместо выражения (5) получим:

$$2m\frac{x}{l} = f(\varphi), \qquad (6)$$

где $m = \dfrac{Pl}{\sigma_т bh^2}$ — безразмерный параметр, характеризующий нагрузку (как правило, при $m \le \dfrac{2}{3}$ имеет место только упругая деформация, а предельное значение $m = 1{,}0$ соответствует потере несущей способности для идеально пластического материала без упрочнения).

Разложив в выражении (5) экспоненциальную функцию в ряд Тейлора, получим

$$2m\frac{x}{l} = \frac{\varphi}{3} - \frac{\varphi^2}{16} + (2+\varphi)\sum_{i=5}^{n}\frac{(-1)^i\varphi^{i-2}}{i!\,2^{i-2}},$$

а при малых φ, ограничившись первым членом $\dfrac{\varphi}{3}$, получим $\varphi = 6m\dfrac{x}{l}$, т. е. формулу, следующую из закона Гука.

Сохранив два члена ряда, можно получить зависимость

$$\varphi = 2{,}67\left(1 - \sqrt{1 - 4{,}5m\frac{x}{l}}\right)$$

(из формулы (5) следует, что при $\dfrac{4M(x)}{\sigma_т bn^2} \to 1$, $\varphi \to \infty$).

Приняв, как принято [3], $K \approx \dfrac{d^2V}{dx^2}$, где $V(x)$ — прогиб, можно определить его интегрированием. При этом не требуется проводить, как обычно, расчеты для упругой и упругопластической зон, находить их границы и т.д.

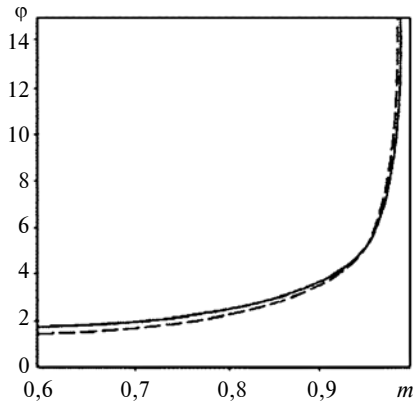
Но, конечно, формулы типа (5), (6) применимы только при нагрузке. Удовлетворительное приближение к функции $\varphi(m)$, описывающей максимальную кривизну при $x = 0{,}5l$ для балки на двух опорах, дает функция

$$\varphi = \frac{2{,}1\sqrt{m}}{\sqrt{3(1-m)}}, \qquad (7)$$

точное решение в области пластических деформаций дает в этом случае функция

$$\varphi = \frac{2}{\sqrt{3(1-m)}}. \qquad (8)$$

Для сравнения на рисунке приведены графики $\varphi(m)$, соответствующие формуле (8) — сплошная линия и формуле (7) — штриховая линия. Видно, что они в диапазоне 0,5÷0,999 близки (расхождения не превышают 8 %). Поэтому можно с точностью, достаточной для практических расчетов,



Зависимости φ(*m*), соответствующие формулам (7) — штриховая и (8) — сплошная линии

определять кривизну при изгибе одной силой по формуле

$$\varphi = \frac{Kl}{a} = \frac{d^2V}{dx^2}\frac{l}{a} = \frac{2{,}1}{\sqrt{3}}\sqrt{\frac{2mx}{l}}\left(1 - 2m\frac{x}{l}\right)^{-0{,}5}$$

или

$$\varphi = 1{,}715\sqrt{\frac{mx}{l}}\left(1 - 2m\frac{x}{l}\right)^{-0{,}5}.$$

Можно сделать вывод, что при расчетах деформации упругопластического изгиба заготовок в ряде случаев можно для определения зависимости кривизны от изгибающего момента использовать одну функцию, приемлемую и для зоны упругой, и для зоны пластической деформации.

Это исключает необходимость расчетов для определения границ зон пластической деформации и упрощает вычисления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Соколовский В. В.** Теория пластичности. М.: Высшая школа, 1969. 608 с.
2. **Шинкин В. Н.** Сопротивление материалов для металлургов. М.: Изд. дом МИСиС, 2013. 655 с.
3. **Шинкин В. Н.** Сопротивление материалов. Простые и сложные виды деформаций в металлургии. М.: Изд. дом МИСиС, 2008. 307 с.
4. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М.: Изд. МГТУ, 2000. 592 с.
5. **Хилл Р.** Математическая теория пластичности. М.: Гостехтеориздат, 1956. 407 с.
6. **Бровман М. Я.** Об упруго-пластическом изгибе балок в процессе движения // Известия АН СССР. Механика твердого тела. 1982. № 3. С. 155—160.
7. **Бровман М. Я.** О функциях, применяемых для описания пластической деформации металлов // Металлы. 2011. № 1. С. 12—23.
8. **Бровман М. Я.** Сопротивление деформации металлов в процессах обработки давлением. LAP Lambert Academic Publishing. Saarbrьcen. Германия. 2014. 216 с.

УДК 621.833.001.57

В. И. КОРОТКИН, канд. техн. наук (Южный федеральный университет, г. Ростов-на-Дону),
e-mail: korotkin@math.rsu.ru

Сравнительный анализ напряженности зубьев и нагрузочной способности цилиндрических зубчатых передач Новикова и эвольвентных передач[1]

Приведен сравнительный анализ напряженности зубьев и нагрузочной способности цилиндрических зубчатых передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 30224-96 и эвольвентных передач со стандартным исходным контуром. Показаны основные резервы повышения их нагрузочной способности.

Ключевые слова: зубчатая передача Новикова, эвольвентная зубчатая передача, контактное напряжение, изгибное напряжение, нагрузочная способность, сравнительный анализ.

The comparative analysis of teeth strains and load-carrying ability of cylindrical Novikov gearings with original profile per GOST 30224-96 and involute gearings with standard original profile is given. The general prospects of increase of their load-carrying ability are shown.

Keywords: Novikov gearing, involute gearing, contact stress, bending stress, load-carrying ability, comparative analysis.

Дискуссии о положительных и отрицательных свойствах зубчатых зацеплений Новикова и эвольвентного и преимуществах каждого из них ведутся давно. Если при невысокой твердости зубьев, получаемой, например, термоулучшением, преимущество передач Новикова подтверждается многочисленными испытаниями и производственной эксплуатацией, то относительно использования передач с высокотвердыми зубьями (например, с поверхностным упрочнением) однозначного мнения нет.

Сравнительные испытания нитроцементованных передач Новикова с исходными контурами РГУ-5 и по ГОСТ 30224—96 [1] и эвольвентных зубчатых передач много лет проводились на Ижевском заводе "Редуктор" [2, 3]. Установлено, что по нагрузочной способности передачи Новикова превышают эвольвентные передачи примерно в 3 раза исходя из контактной прочности, и на 30÷35 % — исходя из изгибной прочности. Есть положительный опыт внедрения на троллейбусном заводе (г. Энгельс) в качестве главного привода троллейбуса ЗИУ-5 высокотвердой передачи Новикова с исходным контуром Дон-63 и сравнительно невысокой точности (с нешлифованными зубьями) вместо высокоточной (со шлифованными зубьями) эвольвентной зубчатой передачи несколько меньшего модуля [4].

Авторы работы [5] сравнили работоспособность передач Новикова и эвольвентных передач в общих чертах. Они попытались теоретически количественно оценить контактную и изгибную напряженности, а также нагрузочную способность зацеплений с учетом их возможных резервов.

Условие анализа — передачи должны иметь примерно одинаковые радиальные и осевые габаритные размеры (т. е. вписываться в один и тот же корпус), а также передаточные числа и углы наклона зубьев (для сохранения постоянной осевой составляющей передаваемого усилия). Условие соблюдается и при изменении модуля зацепления.

Известно, что при заданных габаритных размерах и неизменном угле наклона зубьев на нагрузочную способность передачи большое влияние оказывают: тип исходного контура; его смещение для колес пары; модуль; продольная модификация (бочкообразность) поверхностей зубьев; жесткости зубьев и взаимодействующих с ними деталей привода; точности изготовления и сборки зубчатой пары и др. Ввиду широкого диапазона наилучших сочетаний перечисленных параметров нельзя привести результаты большого числа расчетов. Поэтому выберем характерную для общего редукторостроения пару (ее основные параметры приведем далее), в которой для приработанной передачи Новикова примем стандартный исходный контур [1] с оптимальным приведенным объемным коэффициентом формы зуба [6], а для эвольвентной передачи — применяемый на практике в большинстве случаев стандартный исходный контур по ГОСТ 13755—81. (Сравнительные испытания проводили именно при этих исходных контурах.) Основные результаты приведем для выбранных передач разной точности и при некоторой вариации подводимой нагрузки. Для учета влияния жесткостей деталей привода использовали рекомендации работы [7]. Дадим краткий анализ влияния вариации некоторых основных параметров на полученные результаты.

Все расчеты проводили для передач с одинаковыми для шестерни и колеса модулем Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и коэффициентом Пуассона $\eta = 0{,}3$. Коэффициенты внешней (K_A) и внутренней (K_{Hv}) динамики [8] принимали: $K_A = K_{Hv} = 1$.

Так как на нормы точности передач Новикова стандарта нет, то использовали нормы точности

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ № 13-08-00386 и гранта ЮФУ № 213.01.-2014/03ВГ.

эвольвентных передач (ГОСТ 1643—81). Обозначили: k_p — степень точности по нормам плавности; k_k — степень точности по нормам контакта. Напряжения и нагрузки, относящиеся к передаче Новикова, имеют индекс "*Nov*", к эвольвентной передаче — "*inv*", к контактной прочности — "*H*", к изгибной прочности — "*F*".

Контактная напряженность поверхностей зубьев

Передача Новикова. В работе [9] дана зависимость для определения приведенного эффективного контактного напряжения поверхностей взаимодействующих зубьев пары в любой фазе зацепления, полученная по результатам моделирования пространственной контактной задачи напряженно-деформированного состояния зуба, выполненного в конечно-элементном пакете ANSYS:

$$(\sigma_{He})_{Nov} = 19{,}93 K_{\psi} K_{Hs} l^{-1{,}074} F_n^{0{,}69} \rho_{\beta}^{-0{,}31}, \qquad (1)$$

где $(\sigma_{He})_{Nov}$ — фазовое эффективное контактное напряжение, приведенное к виду, позволяющему сопоставить его с допускаемым нормальным контактным напряжением для теоретически линейного контакта эвольвентных передач [8]; K_{ψ} — поправочный коэффициент, учитывающий влияние прогиба зуба на контактное напряжение; K_{Hs} — коэффициент, учитывающий влияние положения площадки контакта относительно торца зубчатого венца на контактную напряженность; l — рабочая высота площадки контакта на зубе после приработки; F_n — нормальное усилие, действующее на контактную площадку; ρ_{β} — приведенный продольный главный радиус кривизны контактирующих поверхностей.

Формула (1) разработана для одной пары взаимодействующих зубьев, но реально передача Новикова может работать и при многопарном зацеплении (это зависит от жесткости зубьев, технологических погрешностей, передаваемой нагрузки и т. д.). В этом случае необходимо знать распределение нагрузки по площадкам контакта для определения наиболее напряженной фазы зацепления.

Для решения задачи разработали программу NOVKS-14, с помощью которой парциальное окружное усилие F_{ti} на каждую площадку контакта определяется системой нелинейных уравнений:

$$\begin{cases} a_{mj} K_{wj1} F_{t1}^{0{,}77} + \delta u_1 = a_{mj} K_{wj2} F_{t2}^{0{,}77} + \delta u_2 = \ldots \\ \ldots = a_{mj} K_{wjn} F_{tn}^{0{,}77} + \delta u_n; \\ \sum_{i=1}^{n} F_{ti} = F_{t\Sigma}; \quad i = 1, \ldots, n; \quad j = 1, 2, \end{cases} \qquad (2)$$

где $F_{t\Sigma}$ — общее окружное усилие, нагружающее передачу; K_w — коэффициент, учитывающий влияние положения площадки контакта относительно торца зубчатого венца на суммарную (контактную и изгибно-сдвиговую) податливость зуба [10]; a_{mj} — множитель при окружном усилии, характеризующий податливость зуба без влияния торцов зубчатого венца (результат моделирования) [11]; δu_i — вероятностные погрешности изготовления и сборки зубчатой пары по нормам плавности и контакта с учетом податливостей деталей привода.

Уравнения (1) и (2) позволяют определить максимальное по всем фазам зацепления напряжение (далее — критериальное напряжение).

В табл. 1 приведены критериальные контактные напряжения $(\sigma_{He})_{Nov}$, полученные при разных степенях точности по нормам плавности и контакта передачи с параметрами: модуль зацепления m = 5 мм; число зубьев ведущей шестерни z_1 = 17; число зубьев ведомого колеса z_2 = 40; смещения исходного контура шестерни и колеса $x_{1,2}$ = 0; рабочая ширина зубчатого венца b_w = 60 мм; угол наклона зубьев β = 20°; продольная модификация поверхностей зубьев отсутствует.

Эвольвентная зубчатая передача. Для одной пары эвольвентных зубьев, работающих в зацеплении с перекосами, соответствующими разным степеням точности по нормам контакта, также моделированием в среде ANSYS решали пространственную контактную задачу в полюсе зацепления [12]. В этом случае в критериальных приведенных эффективных контактных напряжениях автоматически учитывался коэффициент $K_{H\beta}$ неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий [8]. Для перехода к многопарному косозубому зацеплению необходимо эти напряжения умножить на $Z_{\varepsilon}\sqrt{K_{H\alpha}}$, где Z_{ε} — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; $K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

Таблица 1

Критериальные контактные напряжения зубьев термоулучшенной передачи Новикова и косозубого эвольвентного аналога при вращающем моменте на ведомом колесе T_2 = 1410 Н·м (m = 5 мм, z_1 = 17, z_2 = 40, $x_{1,2}$ = 0, b_w = 60 мм, β = 20°)

Параметр	Степень точности $k_p = k_k$						
	6	7	8	9	10	11	12
$(\sigma_{He})_{Nov}$, МПа	711	753	841	978	1099	1174	1330
$K^*_{H\alpha}$	1,000	1,000	1,030	1,090	1,108	1,110	1,130
$(\sigma_{He})_{inv}$, МПа	1300	1369	1530	1842	2192	2469	2837
$\mu_{H\sigma}$	1,828	1,818	1,819	1,883	1,995	2,103	2,133

*В расчетах принят коэффициент статистического распределения погрешностей a_{α} = 0,3 [8].

Для выбранной пары зубьев при коэффициенте торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1{,}486$ получили $Z_\varepsilon = 0{,}82$. В табл. 1 приведены: расчетный коэффициент $K_{H\alpha}$, критериальные контактные напряжения $(\sigma_{He})_{inv}$ и отношения $\mu_{H\sigma} = (\sigma_{He})_{inv}/(\sigma_{He})_{Nov}$, показывающие, что контактная напряженность пары зубьев передачи Новикова примерно в 2 раза ниже, чем эвольвентой передачи. Поскольку связь между контактным напряжением и нагрузкой нелинейная [см. уравнение (1)], то при одинаковых напряжениях нагрузочная способность пары Новикова по контактной прочности в 3—3,5 раза выше, чем эвольвентной пары. Это соответствует результатам сравнительных стендовых испытаний и данным, полученным при эксплуатации [2, 3], согласно которым зубья нитроцементованных передач Новикова при весьма значительных нагрузках и циклах наработки в отличие от эвольвентных передач имели чистые блестящие поверхности без следов повреждений.

Рассматриваемая зубчатая пара рассчитана без учета резервов повышения нагрузочной способности в виде смещения исходного контура (корригирование), продольной модификации поверхности (бочкообразность) зубьев, увеличения модуля в заданных габаритных размерах передачи.

Расчеты показали, что корригированием передач Новикова контактные напряжения можно снизить примерно на 10÷15 %. Угловое корригирование косозубых эвольвентных передач не приводит к снижению контактных напряжений, так как наряду с увеличением приведенного радиуса кривизны, связанного с увеличением угла давления, уменьшается длина контактных линий. То же происходит при использовании нестандартного исходного контура с увеличенным профильным углом. Случай снижения контактного напряжения на 27 % при высотном корригировании внеполюсной косозубой эвольвентной передачи описан лишь в работе [13]. Следовательно, и при корригировании передача Новикова по контактной прочности сохраняет значительное преимущество перед эвольвентной передачей.

Исследования [12] показали, что применение бочкообразных зубьев позволяет снизить контактную напряженность эвольвентных зубьев примерно в 2 раза. Продольная модификация поверхностей зубьев передач Новикова снижает их контактную напряженность в 2 раза и более [14].

Таблица 2

Критериальные контактные напряжения зубьев термоулучшенной передачи Новикова с увеличенным модулем при вращающем моменте на ведомом колесе T_2 = 1410 Н·м (m = 6,3 мм, z_1 = 13, z_2 = 32, $x_{1,2}$ = 0, b_w = 60 мм, β = 20°)

Параметр	Степень точности $k_p = k_k$						
	6	7	8	9	10	11	12
$(\sigma_{Hem})_{Nov}$, МПа	634	655	707	789	882	1037	1056
$(\mu_{H\sigma m})_{Nov}$	1,121	1,150	1,190	1,240	1,246	1,132	1,259

Изменение модуля эвольвентной передачи в заданных габаритных размерах практически не влияет на контактные напряжения [15]. При этих же условиях увеличение модуля в передачах Новикова приводит к снижению контактных напряжений. В табл. 2 для передачи с увеличенным модулем $m = 6{,}3$ мм, $z_1 = 13$, $z_2 = 32$, $x_{1,2} = 0$, $b_w = 60$ мм и $\beta = 20°$ приведены критериальные контактные напряжения $(\sigma_{Hem})_{Nov}$ и отношения $(\mu_{H\sigma m})_{Nov} = (\sigma_{He})_{Nov}/(\sigma_{Hem})_{Nov}$ (здесь и далее индекс m введен для обозначения напряжений и нагрузок при увеличенном модуле). Видно, что увеличение модуля (в нашем случае на одну ступень стандартного ряда по ГОСТ 14186—69) позволило снизить контактные напряжения на 12÷26 % при повышении эффекта по мере уменьшения точности передачи. Необходимо только, чтобы при увеличении модуля осевой коэффициент перекрытия в передаче Новикова оставался не меньше фазового коэффициента [3].

Таким образом, по контактной прочности передачи Новикова во всем диапазоне степеней точности имеют значительные преимущества перед эвольвентными передачами, в том числе и при использовании резервов для обоих вариантов зацепления. Данные табл. 1 показывают также возможность равноценной замены по напряжениям эвольвентной передачи передачей Новикова со значительно более низкой степенью точности.

Изгибная напряженность в геометрических концентраторах зубьев

Передача Новикова. В работе [11] дана зависимость для определения приведенного изгибного напряжения в концентраторах взаимодействующих зубьев пары в любой фазе зацепления, полученная по результатам моделирования пространственной контактной задачи напряженно-деформированного состояния зуба, выполненного в конечно-элементном пакете ANSYS:

$$(\sigma_{Fe})_{Nov} = Y_{Ve} Y_a K_{Fs} F_t / m^2. \qquad (3)$$

Здесь $(\sigma_{Fe})_{Nov}$ — фазовое приведенное изгибное напряжение; Y_{Ve} — приведенный объемный коэффициент формы зуба; Y_a — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по площадке контакта; K_{Fs} — коэффициент, учитывающий влияние положения площадки контакта относительно торца зубчатого венца на изгибную напряженность. Парциальные окружные усилия F_{ti} на каждую площадку контакта определяются из системы (2) нелинейных уравнений.

Таблица 3

Критериальные изгибные напряжения поверхностно упрочненных зубьев передачи Новикова и косозубого эвольвентного аналога при вращающем моменте на ведомом колесе T_2 = 2500 Н·м (m = 5 мм, z_1 = 17, z_2 = 40, $x_{1,2}$ = 0, b_w = 60 мм, β = 20°)

Параметр	Степень точности $k_p = k_k$						
	6	7	8	9	10	11	12
$(\sigma_{Fe})_{Nov}$, МПа	251	262	291	342	413	487	548
$K^*_{F\alpha}$	1,098	1,175	1,262	1,381	1,502	1,622	1,726
$(\sigma_{Fe})_{inv}$, МПа	236	258	299	360	444	560	642
$\mu_{F\sigma}$	0,940	0,985	1,027	1,054	1,076	1,149	1,171

* Уточненный расчет при a_α = 0,5 [8].

В табл. 3 приведены критериальные изгибные напряжения $(\sigma_{Fe})_{Nov}$, полученные для передач Новикова разных степеней точности по нормам плавности и контакта.

Эвольвентная передача. Для одной пары эвольвентных зубьев, работающих в зацеплении с перекосами, соответствующими разным степеням точности по нормам контакта, с помощью моделирования в среде ANSYS [12] получены критериальные изгибные напряжения, в которых автоматически учитывался коэффициент $K_{F\beta}$ неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий [8]. Для перехода к многопарному косозубому зацеплению эти напряжения необходимо умножить на произведение $Y_\varepsilon Y_\beta K_{F\alpha}$, где Y_ε — коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; Y_β — коэффициент, учитывающий наклон зуба; $K_{F\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

Для рассматриваемой пары зубьев получили Y_ε = 0,673 и Y_β = 0,782. В табл. 3 приведены: коэффициент $K_{F\alpha}$; критериальные контактные напряжения $(\sigma_{Fe})_{inv}$ и отношения $\mu_{F\sigma} = (\sigma_{Fe})_{inv}/(\sigma_{Fe})_{Nov}$. Для степеней точности 6 и 7 изгибные напряжения в зубьях передач Новикова и зубьях эвольвентных передач близки при небольшом преимуществе у последних. Начиная со степени точности 8 преимущество имеют передачи Новикова, которое увеличивается со снижением точности передачи.

Как и для контактных напряжений, связь между нагрузкой и изгибным напряжением — нелинейна [см. уравнение (3)], поэтому при равенстве напряжений $(\sigma_{Fe})_{Nov} = (\sigma_{Fe})_{inv}$ отношение нагрузок $\mu_{FT} = (T_F)_{Nov}/(T_F)_{inv}$ будет выражено гораздо заметнее, чем отношение напряжений $\mu_{F\sigma}$ при равенстве нагрузок $T_{Nov} = T_{inv}$. Так, при степени точности 10 получили $\mu_{F\sigma}$ = 1,076 (см. табл. 3), а при моделировании — μ_{FT} = 1,192; при степени точности 11 — соответственно $\mu_{F\sigma}$ = 1,149 и μ_{FT} = 1,316 и т. д. Эти теоретические данные, возможно, несколько занижены по сравнению с экспериментальными, так как стендовые испытания при степени точности 10 показали μ_{FT} = 1,3÷1,35 [3], но для пар с другими параметрами и при другой нагрузке. Теоретическая зависимость приведена на рис. 1.

Далее рассмотрим использование резервов повышения нагрузочной способности для передачи Новикова и эвольвентной передачи. Известно, что для повышения изгибной прочности оптимальным распределением коэффициента суммарного смещения инструмента между парными колесами в зубчатой передаче будет такое, при котором зубья обоих колес становятся равнопрочными, для чего корригированием усиливается меньшее колесо за счет большего. Корригированием эвольвентной передачи изгибную прочность можно повысить на 15÷30 % [7]. При этом бóльший эффект имеют менее точные пары, когда критериальное изгибное напряжение определяется приложением нагрузки к вершине зуба, а многопарный контакт практически неосуществим [13]. Согласно нашим исследованиям в передачах Новикова этот резерв меньше и составляет 10÷15 %, так как при больших коэффициентах смещения происходит подрезание головок зубьев шестерни. Следовательно, корригирование эвольвентных передач повышает их изгибную прочность относительно передач Новикова. Однако это преимущество можно реализовать только при достаточном запасе эвольвентной передачи по контактной прочности, т. е. если по условиям контакта она еще не работает с предельной нагрузкой.

Другой резерв — продольная модификация поверхностей зубьев (бочкообразность). Анализ литературных данных позволил авторам [13] утверждать, что приданием зубу бочкообразной формы изгибную напряженность эвольвентной передачи можно снизить на 10 % и более. Наши исследования показали, что подбором оптимальной бочкообразности изгибную прочность эвольвентной пе-

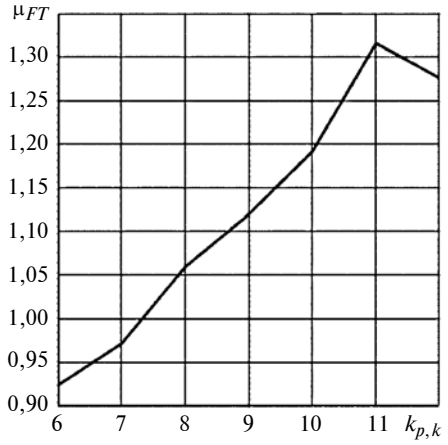


Рис. 1. Теоретическая зависимость $\mu_{FT} = f(k_{p,k})$ для передачи m = 5 мм, z_1 = 17, z_2 = 40, $x_{1,2}$ = 0, b_w = 60 мм, β = 20°

редачи можно повысить примерно до 30 % [12], для передач Новикова этот показатель может достигать 80 % [14]. Причем в обоих зацеплениях применение бочкообразности для точных передач, имеющих небольшие погрешности (перекосы и др.), нецелесообразно — эффект наблюдается для передач начиная со степени точности 8 и увеличивается с понижением точности. Таким образом, создание бочкообразности зубьев для передач Новикова более эффективно, чем для эвольвентных передач.

Увеличение модуля передачи в заданных габаритных размерах для эвольвентных передач вообще не является резервом повышения нагрузочной способности и на практике не используется. Объясняется это тем, что при увеличении модуля контактная прочность не только не повышается, а даже несколько снижается. Поэтому увеличение нагрузочной способности передачи, работающей при предельных нагрузках, снижением изгибных напряжений сдерживается контактной прочностью — на поверхностях зубьев появляется питтинг, образуются концентраторы в виде выкрошиваний, по которым ломается зуб. Подобное явление неоднократно наблюдали при испытаниях нитроцементованных эвольвентных пар в течение многих лет авторы работы [3]. Такое же явление при испытаниях термоулучшенных эвольвентных передач описано в работе [16].

Передачи Новикова, как показано выше, имеют большой запас по контактной прочности (см. табл. 1), который к тому же возрастает с увеличением модуля (см. табл. 2). Поэтому предельные нагрузки и нагрузочную способность передачи в целом легко повысить снижением изгибных напряжений зубьев. Критериальные изгибные напряжения $(\sigma_{Fem})_{Nov}$ и отношения $(\mu_{F\sigma m})_{Nov} = (\sigma_{Fe})_{Nov}/(\sigma_{Fem})_{Nov}$ приведены в табл. 4. Увеличение модуля на одну ступень стандартного ряда по ГОСТ 14186—69 позволяет снизить изгибные напряжения на 25÷41 % с тенденцией повышения эффекта по мере снижения точности передачи. Необходимо, чтобы при увеличении модуля осевой коэффициент перекрытия в передаче Новикова был не меньше фазового коэффициента [3], а лучше — не меньше 1. Дальнейшее увеличение модуля, например до 8 мм, при

Таблица 4

Критериальные изгибные напряжения поверхностно упрочненных зубьев передачи Новикова с увеличенным модулем при вращающем моменте на ведомом колесе T_2 = 2500 Н·м (m = 6,3 мм, z_1 = 13, z_2 = 32, $x_{1,2}$ = 0, b_w = 60 мм, β = 20°)

Параметр	Степень точности $k_p = k_k$						
	6	7	8	9	10	11	12
$(\sigma_{Fem})_{Nov}$, МПа	201	209	222	257	297	345	389
$(\mu_{F\sigma m})_{Nov}$	1,249	1,254	1,311	1,331	1,391	1,412	1,409

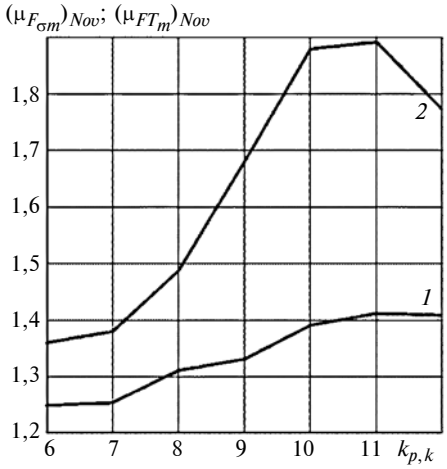


Рис. 2. Теоретические зависимости $(\mu_{F\sigma m})_{Nov} = f(k_{p,k})$ (*1*) и $(\mu_{FTm})_{Nov} = f(k_{p,k})$ (*2*) зубчатой передачи Новикова разных степеней точности при увеличении модуля с 5 до 6,3 мм

тех же габаритных размерах передачи приводит к снижению изгибных напряжений на 48÷95 % и более. Следовательно, передачи Новикова имеют весьма существенный ресурс. С учетом нелинейной зависимости между нагрузками и изгибными напряжениями повышение нагрузочной способности будет еще значительней.

Для примера на основании данных табл. 4 построены зависимости $(\mu_{F\sigma m})_{Nov}$ и $(\mu_{FTm})_{Nov} = (T_{Fm})_{Nov}/(T_F)_{Nov}$ для разных степеней точности передачи Новикова при увеличении модуля с 5 до 6,3 мм (рис. 2). Данные табл. 3 и 4 показывают, в частности, что передача Новикова с увеличенным модулем по напряжениям может равноценно заменить более точную на две степени эвольвентную передачу. Например, цементованную корригированную (суммарный коэффициент смещения 0,55) эвольвентную передачу с модулем 7 мм и степенью точности 7 (шлифованные зубья) заднего моста троллейбуса ЗИУ-5 заменили цементованной передачей Новикова с модулем 8 мм и степенью точности 8—9 (без финишной обработки зубьев), которая по сравнению с эвольвентной передачей имела повышенные контактную и изгибную (на пульсаторе) прочности. При многолетней эксплуатации пробег троллейбуса увеличился в несколько раз [4]. Другой пример — успешное применение в ООО "СПИН" (г. Орел) твердой передачи Новикова с увеличенным модулем в высоконапряженной выходной ступени крупногабаритных редукторов для металлургического оборудования [17].

Иногда, поступаясь значительным запасом контактной прочности, в высокотвердых и точных передачах Новикова применяют исходные контуры с пониженной высотой и увеличенным основанием зуба, достигая при этом значительной изгибной прочности по сравнению с эвольвентными передачами [18]. К сожалению, технология изготовления

высокоточных передач Новикова со шлифованными зубьями пока не отработана, что сдерживает их применение в некоторых узлах машин.

Таким образом, сравнение передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 30224—96 [1] и эвольвентных передач с исходным контуром по ГОСТ 13755—81 показало следующее.

1. Нагрузочная способность передач Новикова по контактной прочности значительно выше, чем эвольвентных передач при любых твердости поверхностей зубьев и степени точности. Большой запас приработанных передач Новикова по контактной прочности позволяет повысить их нагрузочную способность, используя резервы повышения изгибной прочности.

2. Нагрузочная способность высокоточных некорригированных передач Новикова и эвольвентных передач, имеющих одинаковые модули, по изгибной прочности сопоставима с небольшим преимуществом последних. При степени точности 8 и грубее преимущество имеет передача Новикова.

3. Снижение изгибных напряжений эвольвентных передач с целью повышения предельных нагрузок бессмысленно, если они не имеют запаса по контактной прочности.

4. Повышение нагрузочной способности продольной модификацией (бочкообразность) поверхностей зубьев эффективнее для передач Новикова.

5. Увеличение модуля зацепления в заданных габаритных размерах существенно повышает эффективность передач Новикова, что подтверждено их испытаниями и эксплуатацией в разных редукторах. Так, нагрузочная способность по контактной прочности может быть повышена до 1,5 раза, а по изгибной прочности — до 2 раз, что в ряде случаев позволяет высокоточные эвольвентные передачи заменить менее точными передачами Новикова.

6. Применение передач Новикова в высоконапряженных низко- и среднескоростных приводах предпочтительнее, чем эвольвентных передач, особенно при использовании резервов. Весьма актуальной является отработка технологии изготовления и контроля упрочненных высокоточных передач Новикова со шлифованными зубьями. Учитывая отсутствие на сегодняшний день такой технологии, в высокоскоростных приводах предпочтение следует отдавать упрочненным высокоточным и технологичным эвольвентным передачам, имеющим благоприятные динамические и виброакустические характеристики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 30224—96.** Передачи зубчатые Новикова цилиндрические с твердостью поверхности зубьев не менее 35 $HRC_Э$. Исходный контур. Межгосударственный стандарт. Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1997. 5 с.

2. **Веретенников В. Я., Короткин В. И., Болдырева Л. Г.** Исследование нитроцементованных цилиндрических зубчатых передач Новикова для редукторов общего назначения // Вестник машиностроения. 1984. № 6. С. 21—23.

3. **Короткин В. И., Онишков Н. П., Харитонов Ю. Д.** Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. М.: Машиностроение-1, 2007. 384 с.

4. **Росливкер Е. Г.** Прочность и жесткость зубьев передач с зацеплением М. Л. Новикова // Прочность корпусов судов и надежность деталей машин. Тр. ГИИВТа. Вып. 138. Горький: 1975. С. 50—96.

5. **Совершенствование** зубчатых передач Новикова остается одним из важнейших направлений развития редукторостроения / А. Е. Беляев, В. Я. Веретенников, В. Н. Власенко и др. // Вестник машиностроения. 2007. № 5. С. 28—35.

6. **Короткин В. И., Газзаев Д. А.** Приведенный объемный коэффициент формы зубьев в концентраторах зубчатых колес с зацеплением Новикова // Вестник машиностроения. 2014. № 1. С. 15—19.

7. **Часовников Л. Д.** Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1969. 486 с.

8. **ГОСТ 21354—87.** Передачи зубчатые цилиндрические звольвентные. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1988. 125 с.

9. **Короткин В. И., Газзаев Д. А.** Моделирование контактного взаимодействия зубьев колес зубчатых передач Новикова // Вестник машиностроения. 2014. № 11. С. 31—35.

10. **Короткин В. И., Газзаев Д. А., Онишков Н. П.** Фазовое перемещение зубьев колес цилиндрических зубчатых передач Новикова // Техника машиностроения. 2014. № 2. С. 33—38.

11. **Короткин В. И., Онишков Н. П., Харитонов Ю. Д.** Напряженное состояние зубьев зубчатых передач Новикова в условиях их реального многопарного зацепления // Справочник. Инженерный журнал. 2015. № 6. С. 11—17.

12. **Короткин В. И.** Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи с локальным контактом зубьев повышенной нагрузочной способности. Ростов-на-Дону: Изд-во ЮФУ. 2013. 100 с.

13. **Кораблев А. И., Решетов Д. Н.** Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач. М.: Машиностроение, 1968. 288 с.

14. **Короткин В. И.** Оценка эффективности продольной модификации поверхностей зубьев цилиндрических зубчатых передач Новикова со стандартным исходным контуром по ГОСТ 30224—96 // Справочник. Инженерный журнал. 2015. № 12. С. 14—20.

15. **Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. Г.** Конструкции и расчет зубчатых редукторов. Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1971. 328 с.

16. **Арефьев И. И.** Исследование нагрузочной способности передач Новикова с двумя линиями зацепления // Зубчатые и червячные передачи / Под ред. Н. И. Колчина. Л.: Машиностроение, 1968. С. 235—253.

17. **Яковлев А. С.** Еще раз к вопросу эффективности применения зубчатых передач с зацеплением Новикова // Редукторы и приводы. 2007. № 1, 2. С. 48—54.

18. **Павленко А. В., Федякин Р. В., Чесноков В. А.** Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. Киев: Техніка, 1978. 144 с.

УДК 539.376:621.7.01

А. М. ЛОКОЩЕНКО, д-р физ.-мат. наук (Институт механики МГУ им. М. В. Ломоносова), e-mail: loko@imec.msu.ru

Определение оптимальной программы осадки цилиндров с учетом трения[1]

Определена оптимальная программа нагружения цилиндров при их осадке в условиях высокотемпературной ползучести, учитывающая трение на поверхностях контакта.

Ключевые слова: цилиндр, осадка, ползучесть, оптимизация, нагружение, вариационное исчисление.

The optimal loading program of cylinders at their shortening in conditions of high-temperature creep, taking into account friction at contacting surfaces, is determined.

Keywords: cylinder, shortening, creep, optimization, loading, variational calculus.

Процессы обработки металлов осуществляются, как правило, при нормальной температуре, и для их расчетов используются модели жесткоидеальнопластического тела или жесткопластического тела с упрочнением. Для уменьшения сопротивления металлов необратимому деформированию используют их горячую обработку. В этих случаях, несмотря на сравнительно небольшое время деформирования, существенное значение имеет вязкость металла, поэтому процессы обработки при высоких температурах рассчитываются на основании уравнений теории ползучести.

Осадка цилиндров при высоких температурах

Экспериментально-теоретические исследования технологических процессов, в том числе осадки цилиндров в разных условиях, проводили отечественные и зарубежные ученые. В большинстве работ осадку рассматривали при нормальной температуре. Исследований осадки цилиндров при высоких температурах немного. В статье [1] приведены результаты осадки с кручением при температурах до 1200 °С, которые достаточно хорошо описываются методом, изложенным в работе [2]. В статье [3] приведены результаты испытаний цилиндров из разных сплавов при осесимметричной осадке в интервале температур 20÷1200 °С. В статье [4] исследована осадка цилиндров, нагретых до 1000÷1230 °С, штампами с температурой 20÷250 °С и получено уравнение для расчета средней температуры образца в процессе осадки.

В статье [5] исследовалось соединение элементов конструкций последовательным применением осадки и сварки. Результаты испытаний описываются аналитическими уравнениями теории ползучести с использованием вариационного принципа, обеспечивающего минимальную мощность деформирования среди всех кинематически возможных полей скоростей деформаций. Большое значение при этом имеет параметр поврежденности материала, однако при сжатии его значимость не обсуждалась.

В работах [6, 7] рассматривается осадка кругового цилиндра с учетом упрочнения материала. В монографии [7] приведены результаты осадки цилиндров в условиях ползучести при разных программах нагружения. В последние годы в Институте механики МГУ им. М. В. Ломоносова проведен цикл экспериментально-теоретических исследований осадки сплошных и полых цилиндров в условиях ползучести, основные результаты которых опубликованы в монографиях [8, 9].

Осадка круглых цилиндров при ползучести

Рассмотрим кинематическую и силовую схемы нагружения при осадке круглого цилиндра высотой $2H_0$ и радиусом R_0 двумя абсолютно жесткими плитами. В первом случае нагружение осуществлялось сближением плит с не зависящей от времени t скоростью $2w(t) = 2w_0$ (программа А нагружения); во втором — с постоянной сжимающей силой $P(t) = P_0$, приложенной к плитам (программа Б). Предполагалось, что мгновенные деформации малы по сравнению с деформациями ползучести, поэтому учитывались только деформации ползучести p_{ij}. Интенсивность скоростей $\dot{p}_и$ деформаций ползучести связана с интенсивностью напряжений $\sigma_и$ степенным соотношением

$$\dot{p}_и = \frac{1}{t_0}\left(\frac{\sigma_и}{\sigma_0}\right)^n, \qquad (1)$$

где t_0, σ_0, n — константы материала цилиндра при температуре испытаний.

Условие на границах цилиндра с жесткими плитами соответствует закону Кулона с постоянным коэффициентом μ трения. Осаду цилиндра исследовали в предположении осевой симметрии, гипотезы пропорциональности девиаторов напряжений и скоростей деформаций ползучести, условия несжимаемости, гипотезы плоских сечений и независимости всех характеристик напряженно-деформированного состояния (НДС) от осевой координаты.

Расположим начало координат в середине оси цилиндра и введем в рассмотрение координаты: ра-

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований, проект № 14-08-00570.

диальную r, осевую (продольную) z ($-H_0 \le z \le H_0$) и окружную θ. Из условия симметрии цилиндра относительно срединной поперечной плоскости ($z = 0$) проводили исследование НДС только половины цилиндра (при $0 \le z \le H_0$). Проекции скоростей произвольной точки цилиндра на оси r и z обозначены соответственно $u(t)$ и $-w(t)$.

Условие несжимаемости определяется уравнением:

$$\dot{p}_{rr} + \dot{p}_{\theta\theta} + \dot{p}_{zz} = \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} - \frac{w}{H} = 0, \qquad (2)$$

где H — половина высоты цилиндра при произвольном значении t; параметр с точкой — производная по времени t.

Интегрирование уравнения (2) с учетом граничного условия ($u = 0$ при $r = 0$) дает $u = wr/2H$.

Проекции скоростей деформаций ползучести определяются выражениями:

$$\begin{cases} \dot{p}_{rr} = \dfrac{w}{2H}; \\ \dot{p}_{\theta\theta} = \dfrac{w}{2H}; \\ \dot{p}_{zz} = -\dfrac{w}{H}. \end{cases} \qquad (3)$$

Интенсивность скоростей деформаций ползучести можно выразить уравнением

$$\dot{p}_{\text{и}} = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{(\dot{p}_{rr}-\dot{p}_{\theta\theta})^2 + (\dot{p}_{\theta\theta}-\dot{p}_{zz})^2 + (\dot{p}_{zz}-\dot{p}_{rr})^2 + 6(\dot{p}_{r\theta}^2 + \dot{p}_{\theta z}^2 + \dot{p}_{rz}^2)} = \frac{w}{H} = -\dot{p}_{zz}. \qquad (4)$$

Компоненты тензора скоростей деформаций ползучести связаны с компонентами тензора напряжений гипотезой пропорциональности девиаторов напряжений s_{ij} и скоростей $\dot{p}_{ij}$ деформаций ползучести:

$$\dot{p}_{ij} = \frac{3}{2}\frac{\dot{p}_{\text{и}}}{\sigma_{\text{и}}}[\sigma_{ij} - (\sigma_{rr} + \sigma_{\theta\theta} + \sigma_{zz})\delta_{ij}/3], \quad i = r, \theta, z, \qquad (5)$$

где δ_{ij} — символ Кронекера.

Из уравнения (5) с учетом равенств (3) следует:

$$\sigma_{rr} = \sigma_{\theta\theta}.$$

Интенсивность напряжений определяется по уравнению

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_{rr}-\sigma_{\theta\theta})^2 + (\sigma_{\theta\theta}-\sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz}-\sigma_{rr})^2 + 6(\sigma_{r\theta}^2 + \sigma_{rz}^2 + \sigma_{\theta z}^2)} = \sigma_{rr} - \sigma_{zz} = \sigma_{rr} + g,$$
$$g(r, t) = -\sigma_{zz}, \qquad (6)$$

где $g(r, t) > 0$ — абсолютное давление штампа на торцы цилиндра.

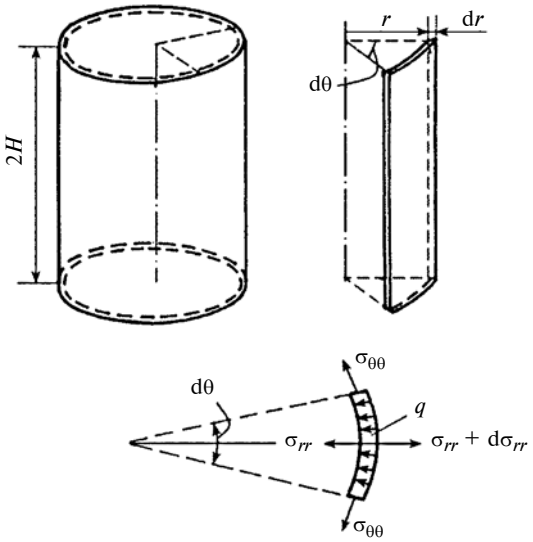


Рис. 1. Схема элемента, вырезанного из цилиндра, позволяющая составить уравнение его равновесия

Преобразовав равенство (1) с учетом уравнения (4), получим выражение для интенсивности напряжений, имеющей одно и то же значение во всем объеме цилиндра:

$$\sigma_{\text{и}} = \left(\frac{wt_0}{H}\right)^{1/n}\sigma_0. \qquad (7)$$

Интенсивность сил трения q на торцах цилиндра примем пропорциональной нормальному напряжению:

$$q = \mu g. \qquad (8)$$

Из уравнения равновесия элемента цилиндра, ограниченного в плане двумя окружностями радиусов r и $r + dr$ и сектором с углом $d\theta$ (рис. 1), получим:

$$\frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} = \frac{q}{H}. \qquad (9)$$

Подставив в уравнение (9) выражения (6)—(8), получим:

$$\frac{\partial g}{\partial r} = -\frac{\mu g}{H}.$$

Интегрирование этого уравнения с учетом уравнений (6) и (7), условия несжимаемости (2) и граничного условия $\sigma_{rr}(R, t) = 0$ позволяет определить давление штампа:

$$g(r, t) = \left[\frac{t_0 w(t)}{H(t)}\right]^{1/n}\sigma_0 \exp\left[\frac{\mu(R(t) - r)}{H(t)}\right],$$

$$\text{при этом } R(t) = R_0\sqrt{\frac{H_0}{H(t)}}.$$

Сжимающую силу, приложенную к торцам цилиндра, определим по формуле

$$P(t) = 2\pi\int_0^{R(t)} g(r, t)r\,dr.$$

Введем безразмерные переменные:

$$\bar{\sigma}_{\text{и}} = \frac{\sigma_{\text{и}}}{\sigma_0}; \quad \bar{w} = \frac{t_0 w}{H_0}; \quad \bar{t} = \frac{t}{t_0}; \quad \bar{H} = \frac{H}{H_0};$$

$$\bar{P} = \frac{P}{\pi R_0^2 \sigma_0}; \quad a = \frac{R_0}{H_0}; \quad \bar{V} = \frac{V}{\pi R_0^2 H_0 \sigma_0},$$

где V — работа внешней силы P, затрачиваемая на осадку. (Далее черточки над переменными опустим.)

Осадка цилиндра на заданную величину за определенное время

Рассмотрим осадку цилиндра с высоты $H = 1$ до $H = H_1$ за определенное время t_1 при разных программах нагружения и сравним значения работы V внешней силы, затраченной в этих случаях. Интерес представляет определение программы нагружения, в которой работа V будет минимальной.

Введем функцию

$$\varphi(H) = \begin{cases} \dfrac{2}{\mu^2 a^2} H^{\frac{2n-1}{n}} [\exp(a\mu H^{-1,5}) - a\mu H^{-1,5} - 1] \\ \text{при } \mu > 0; \\ H^{-\frac{n+1}{n}} \quad \text{при } \mu = 0 \end{cases} \tag{9}$$

и рассмотрим две стандартные программы нагружения цилиндра при осадке:

1) кинематическая программа нагружения (программа А) характеризуется постоянной скоростью сближения плит штампа $w(t) = \text{const} = w_0$. В этом случае имеем:

$$\begin{cases} H = 1 - w_0 t; \\ P = w_0^{1/n} \varphi(H); \\ V_1 = \int\limits_{H_1}^{1} P \mathrm{d}H; \end{cases} \tag{10}$$

2) силовая программа нагружения (программа Б) характеризуется постоянством сжимающей силы: $P(t) = \text{const} = P_0$. В этом случае имеем:

$$\begin{cases} H = 1 - \int\limits_0^t w \mathrm{d}t; \\ t = P_0^{-n} \int\limits_H^1 [\varphi(H)]^n \mathrm{d}H; \\ w = \left(\dfrac{P_0}{\varphi(H)}\right)^n; \\ V_2 = P_0(1 - H_1). \end{cases} \tag{11}$$

Зная величины H_1 и t_1, по формулам (10) и (11) можно определить величины w_0 и P_0, характеризующие все параметры осадки по программам А и Б соответственно:

$$t_1 = \frac{1 - H_1}{w_0} = \frac{1}{P_0^n} \int\limits_{H_1}^{1} [\varphi(H)]^n \mathrm{d}H. \tag{12}$$

Оптимальная программа нагружения, обеспечивающая минимальную работу сжимающей силы (программа В)

В общем случае [при неизвестных зависимостях $P(t)$ и $w(t)$] получим:

$$V_3 = \int\limits_H^1 P(H) \mathrm{d}H = \int\limits_H^1 w^{1/n} \varphi(H) \mathrm{d}H =$$

$$= \int\limits_t^0 (-\dot{H})^{1/n} \varphi(H) \dot{H} \mathrm{d}t. \tag{13}$$

Допустим, что показатель n степени можно представить в виде отношения двух нечетных чисел, тогда из выражения (13) следует

$$V_3 = \int\limits_0^t (\dot{H})^{(n+1)/n} \varphi(H) \mathrm{d}t. \tag{14}$$

Для определения необходимого условия экстремума функционала

$$V_3 = \int\limits_0^t F[t, H(t), \dot{H}(t)] \mathrm{d}t;$$

$$F[t, H(t), \dot{H}(t)] = (\dot{H})^{(n+1)/n} \varphi(H) \tag{15}$$

воспользуемся уравнением Эйлера [10]

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial F}{\partial \dot{H}}\right) - \frac{\partial F}{\partial H} = 0, \quad H(0) = 1, \quad H(t_1) = H_1. \tag{16}$$

Из равенств (14) и (15) имеем:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial F}{\partial \dot{H}} = \dfrac{(n+1)}{n} (\dot{H})^{1/n} \varphi(H); \\ \dfrac{\partial F}{\partial H} = (\dot{H})^{(n+1)/n} \varphi'(H); \\ \dfrac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\dfrac{\partial F}{\partial \dot{H}}\right) = \dfrac{(n+1)}{n^2} (\dot{H})^{-\frac{n-1}{n}} \ddot{H} \varphi(H) + \\ + \dfrac{(n+1)}{n} (\dot{H})^{1/n} \varphi'(H) \dot{H}. \end{cases}$$

Подставим эти выражения с учетом функции (9) в уравнение (16) и получим:

$$\ddot{H} = \frac{(2n-1)}{(n+1)}(\dot{H})^2 H^{-1} f(H);$$

$$f(H) = \left[\frac{\frac{1{,}5n\mu a}{(2n-1)}H^{-1{,}5}\left(\exp\frac{\mu a}{H^{1{,}5}} - 1\right)}{\exp\frac{\mu a}{H^{1{,}5}} - \frac{\mu a}{H^{1{,}5}} - 1} - 1\right]. \qquad (17)$$

Из равенств (14) и (17) составим систему трех дифференциальных уравнений относительно $H(t)$, $\dot{H}(t)$ и $V_3(t)$:

$$\begin{cases} \dfrac{\mathrm{d}H}{\mathrm{d}t} = \dot{H}; \\ \dfrac{\mathrm{d}\dot{H}}{\mathrm{d}t} = \dfrac{(2n-1)}{(n+1)}(\dot{H})^2 H^{-1} f(H); \\ \dfrac{\mathrm{d}V_3}{\mathrm{d}t} = (\dot{H})^{(n+1)/n}\varphi(H), \end{cases} \qquad (18)$$

где функция $\varphi(H)$ определяется выражением (9).

Для первого и третьего уравнений системы (18) известны начальные значения: $H(t = 0) = 1$ и $V_3(t = 0) = 0$. Кроме того, известно граничное значение $H(t_1) = H_1$.

Расчет осадки при условиях $H_1(\mu) = \text{const}$ и $t_1(\mu) = \text{const}$

Рассмотрим все программы осадки цилиндров при одних и тех же значениях H_1 и t_1 (например, при $H_1 = 0{,}75$ и $t_1 = 0{,}457$). Результаты расчета приведены в таблице при значениях: $n = 3$, $a = 1$, $\mu = 0$; 0,1; 0,2 и 0,3. На рис. 2, *а* и *б* приведены зависимости $P(t)$ и $w(t)$, соответствующие всем программам нагружения: сплошные линии ($А_0$, $Б_0$, $В_0$) — зависимости при $\mu = 0$; штриховые линии ($А_1$, $Б_1$, $В_1$) — при $\mu = 0{,}3$.

Сравним относительные значения Δ_1 и Δ_2 превышения работы внешней сжимающей силы при использовании программ А и Б нагружения с оптимальной программой В:

$$\begin{cases} \Delta_1 = (V_1 - V_3)/V_3; \\ \Delta_2 = (V_2 - V_3)/V_3. \end{cases}$$

Сравнение результатов расчетов по программам А, Б и В нагружения при $H_1 = 0{,}75$ и $t_1 = 0{,}457$ ($n = 3$, $a = 1$)

Параметры, постоянные для данной серии опытов	t/t_1	$H(t)$			$P(t)$			$w(t)$		
		А	Б	В	А	Б	В	А	Б	В
$\mu = 0$; $V_1 = 0{,}24697$; $V_2 = 0{,}2500$; $V_3 = 0{,}24659$	0	1,0	1,0	1,0	0,818	1,0	0,857	0,547	1,0	0,630
	0,2	0,95	0,922	0,944	0,876	1,0	0,908	0,547	0,814	0,595
	0,4	0,90	0,864	0,891	0,941	1,0	0,962	0,547	0,656	0,561
	0,6	0,85	0,819	0,841	1,016	1,0	1,019	0,547	0,522	0,530
	0,8	0,80	0,781	0,794	1,102	1,0	1,079	0,547	0,410	0,500
	1,0	0,75	0,750	0,750	1,200	1,0	1,143	0,547	0,316	0,472
$\mu = 0{,}1$; $V_1 = 0{,}25753$; $V_2 = 0{,}26100$; $V_3 = 0{,}25716$	0	1,0	1,0	1,0	0,846	1,044	0,888	0,547	1,029	0,634
	0,2	0,95	0,924	0,944	0,908	1,044	0,943	0,547	0,831	0,597
	0,4	0,90	0,964	0,891	0,979	1,044	1,002	0,547	0,663	0,562
	0,6	0,85	0,818	0,841	1,061	1,044	1,064	0,547	0,522	0,529
	0,8	0,80	0,782	0,794	1,155	1,044	1,131	0,547	0,405	0,498
	1,0	0,75	0,75	0,75	1,264	1,044	1,201	0,547	0,308	0,469
$\mu = 0{,}2$; $V_1 = 0{,}26902$; $V_2 = 0{,}27298$; $V_3 = 0{,}26848$	0	1,0	1,0	1,0	0,875	1,092	0,921	0,547	1,063	0,638
	0,2	0,95	0,920	0,944	0,943	1,092	0,980	0,547	0,851	0,599
	0,4	0,90	0,861	0,891	1,019	1,092	1,044	0,547	0,673	0,562
	0,6	0,85	0,820	0,841	1,108	1,092	1,112	0,547	0,524	0,528
	0,8	0,80	0,780	0,794	1,212	1,092	1,186	0,547	0,401	0,496
	1,0	0,75	0,75	0,75	1,334	1,092	1,263	0,547	0,300	0,465
$\mu = 0{,}3$; $V_1 = 0{,}28119$; $V_2 = 0{,}28569$; $V_3 = 0{,}28055$	0	1,0	1,0	1,0	0,906	1,143	0,956	0,547	1,098	0,642
	0,2	0,95	0,920	0,943	0,979	1,143	1,019	0,547	0,872	0,601
	0,4	0,90	0,860	0,890	1,062	1,143	1,089	0,547	0,682	0,563
	0,6	0,85	0,815	0,840	1,159	1,143	1,163	0,547	0,525	0,527
	0,8	0,80	0,780	0,794	1,273	1,143	1,244	0,547	0,396	0,493
	1,0	0,75	0,75	0,75	1,409	1,143	1,330	0,547	0,292	0,461

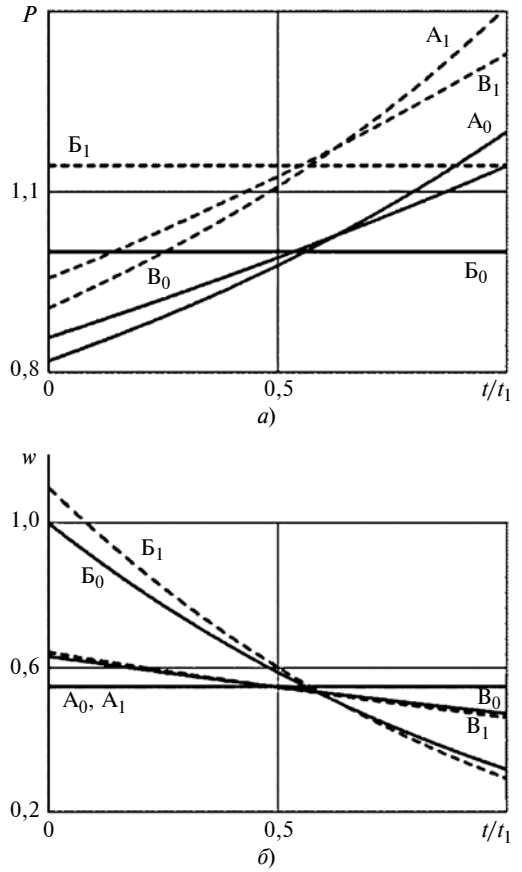


Рис. 2. Зависимости *P*(*t*) (*а*) и *w*(*t*) (*б*), соответствующие программам А, Б и В нагружения при H_1 = 0,75 и t_1 = 0,457

Отношение Δ_1 в зависимости от коэффициента трения μ изменяется от 0,14 до 0,23 %, среднее значение Δ_1 = 0,18 %. Отношение Δ_2 в зависимости от коэффициента μ монотонно возрастает от 1,38 до 1,83 %, среднее значение Δ_2 = 1,60. Отношение средних значений составляет Δ_2/Δ_1 = 8,8. В этой серии вычислений независимо от коэффициента трения μ во всех случаях величина Δ_1 практически на порядок меньше величины Δ_2.

Таким образом, кинематическая программа осадки цилиндра по энергетическим затратам значительно ближе к оптимальной программе, чем силовая программа.

Расчет осадки при условиях $H_1(\mu)$ = const и $P_0(\mu)$ = const

Обозначим через P_0 силу, характеризующую осадку цилиндра по силовой программе, для упрощения примем P_0 = 1. По формуле (12) определим значения времен $t_1(\mu)$, при которых происходит осадка цилиндра от 1 до H_1 при разных коэффициентах μ, а также значения $w_0(\mu)$, характеризующие осадку цилиндра от 1 до H_1 за время $t_1(\mu)$ при кинематической программе нагружения. Далее для определения осадки цилиндра по оптимальной программе нагружения решим систему дифференциальных уравнений (18) при граничных значениях $t_1(\mu)$. Расчеты проводили при n = 3, a = 1 и μ = 0; 0,1; 0,2 и 0,3. Получили при H_1 = 0,75 средние значения Δ_1 = 0,18 % и Δ_2 = 1,60 %, при H_1 = 0,9 – Δ_1 = 0,023 % и Δ_2 = 0,21 %, отношения средних величин Δ_2/Δ_1 составили соответственно 8,9 и 9,2. И в этом случае кинематическая программа нагружения по энергетическим затратам оказалась значительно эффективнее силовой программы нагружения.

Таким образом, сравнение программ осадки цилиндров на определенную величину за заданное время показало, что по энергетическим затратам осадка цилиндра с постоянной скоростью сближения сжимающих плит эффективнее осадки с постоянной силой нагружения.

На основании вариационного подхода определена оптимальная программа осадки цилиндра при минимально возможной работе внешней сжимающей силы. Установлено, что работа, затраченная при оптимальной программе нагружения, отличается от соответствующей работы, затраченной при кинематической программе, менее чем на 1 %. Поэтому в технологических процессах осадки целесообразнее использовать кинематическую программу нагружения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Арчаков А. Т., Некрасов В. А.** Экспериментальные исследования процесса осадки с кручением // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением. 2003. № 3. С. 21—26.
2. **Арчаков А. Т.** Определение напряженно-деформированного состояния контактного слоя цилиндрического тела при осадке с кручением // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением. 2002. № 1. С. 21—28.
3. **Расчет** предельного формоизменения заготовок из труднодеформируемого сплава при осесимметричной осадке / И. О. Сивак, В. А. Огородников, Г. Ф. Пехов, Б. В. Сырнев // Кузнечно-штамповочное производство. 1980. № 2. С. 2—5.
4. **Буров Ю. Г.** Метод расчета температуры металла заготовки при горячей осадке // Кузнечно-штамповочное производство. 1984. № 11. С. 14.
5. **Чудин В. Н.** Осадка и соединение элементов конструкций при вязкопластическом деформировании // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2000. № 9. С. 12—15.
6. **Малинин Н. Н.** Приближенные решения некоторых технологических задач // Известия вузов. Машиностроение. 1977. № 12. С. 119—122.
7. **Малинин Н. Н.** Ползучесть в обработке металлов. М.: Машиностроение, 1986. 216 с.
8. **Локощенко А. М.** Моделирование процесса ползучести и длительной прочности металлов. М.: МГИУ, 2007. 264 с.
9. **Локощенко А. М.** Ползучесть и длительная прочность металлов. М.: Физматлит, 2016. 504 с.
10. **Краснов М. Л., Макаренко Г. И., Киселев А. И.** Вариационное исчисление, задачи и упражнения. М.: Наука, 1973. 190 с.

УДК 519.95:621.3.049.774

Е. Н. ИВАШОВ, Б. Г. ЛЬВОВ, доктора технических наук, В. О. ЯГОВЦЕВ (Национальный исследовательский университет "Высшая школа экономики"), e-mail: eivashov@hse.ru

Локальные алгоритмы вычисления для зондовых методов исследования поверхности и статистического моделирования стохастических задач

Дано определение и показаны общие свойства локальных алгоритмов. Показано, что для многих дискретных задач не существует универсальных локальных алгоритмов с приемлемыми параметрами, то есть отсутствие алгоритмов с малым перебором для решения данных задач.

Ключевые слова: локальные алгоритмы, дискретная задача, статистическое моделирование, стохастическая задача.

The definition to local algorithms is given and their general properties are shown. It is shown, that for many discrete problems there are no universal local algorithms with acceptable parameters, that is absence of algorithms with quick direct search for solution of the subject problems.

Keywords: local algorithms, discrete problem, statistical modeling, stochastic problem.

Существует большое число задач (построение минимальных нормальных форм для функций алгебры логики, целочисленное программирование, построение кратчайшего пути между вершинами графа и т. д.), для решения которых используют алгоритм на основе перебора большого числа вариантов. Однако эффективных алгоритмов, универсальных для широких классов подобных задач, как правило, построить не удается [1].

Естественным классом алгоритмов, не содержащих алгоритмов, эквивалентных перебору всех или почти всех возможных вариантов, является класс локальных алгоритмов, которые можно охарактеризовать следующим образом. Пусть дано множество, из элементов которого следует выбрать все или некоторые элементы, удовлетворяющие определенным условиям. Например, из всех ребер графа выделить такие, которые входят в кратчайший путь между двумя вершинами, из допустимых планов задачи целочисленного программирования выбрать оптимальные и т. д.

В исходном множестве определяют понятие близости. Локальный алгоритм на каждом шаге изучает совокупность элементов, близких к некоторому элементу (окрестность элемента), и запоминает ряд признаков элементов окрестности. Накопленная информация используется на последующих шагах.

Локальный алгоритм можно охарактеризовать двумя параметрами: величиной окрестности, изучаемой на каждом шаге, и числом запоминаемых признаков каждого элемента [1].

Алгоритм A полностью определяется системой предикатов $p_1, ..., p_l$, разбиением этой системы на основные предикаты $p_1, ..., p_s$ и вспомогательные $p_{s+1}, ..., p_l$, системой монотонных функций $\varphi_1, ..., \varphi_l$, $\varphi_i = \varphi_i(\coprod, a_1, ..., a_l, s, m^*)$ $(i = 1, 2, ..., l)$ и алгоритмом A_π [1].

Пусть $m^* = \bigcup_{i=1}^{m} \coprod_i^{a_{i1}...a_{il}}$, $m^* \in I(m)$, $m \in \{m\}$. Опишем первый шаг алгоритма. К множеству $M\tilde{x}N$ (здесь $M = m^*$, $N = \{1, 2, ..., l\}$) применяем алгоритм A_π. Выделяем первую по порядку пару $\left(\coprod^{a_1...a_l}, j\right)$. Вычисляем $\varphi_i(\coprod, a_1, ..., a_l, s, m^*) = (\beta_1, ..., \beta_l)$. Элемент $\coprod^{a_1...a_l}$ заменяем на $\coprod^{\beta_1...\beta_l}$. Если $(\alpha_1, ..., \alpha_l) = (\beta_1, ..., \beta_l)$, выбираем вторую по порядку пару и т. д. Если для всех элементов $(\beta^{\gamma_1...\gamma_l}, j) \in M\tilde{x}N$ выполнено равенство $\varphi_j(\beta, \gamma_1, ..., \gamma_l, s, m^*) = (\gamma_1, ..., \gamma_l)$, алгоритм A заканчивается после просмотра всех пар из $M\tilde{x}N$. В противном случае найдется первая по порядку пара $\left(\coprod^{a_1...a_l}, j\right)$, для которой $\varphi_j(\coprod, a_1, ..., a_l, s, m^*) = (\beta_1, ..., \beta_l) \neq (a_1, ..., a_l)$. Элемент $\coprod^{a_1...a_l}$ заменяем на $\coprod^{\beta_1...\beta_l}$. Множество m^* переходит в m_1^*. Проверяем, остались ли в m_1^* элементы, у которых информационный вектор имеет хотя бы одну из координат с номерами 1, 2,..., s, равную Δ. Если таких элементов нет, алгоритм A заканчивается; если такие элементы есть, то заканчивается первый шаг алгоритма.

Пусть выполнено n шагов алгоритма A. Описание $(n + 1)$-го шага в точности повторяет описание первого шага, если вместо множества m^* рассматривать множество m_n^*, в которое перешло m^* после первых n шагов алгоритма A. В силу монотонности φ_j $(j = 1, 2, ..., l)$ алгоритм A закончится за конечное число шагов.

Каждому алгоритму A и множеству $m^* \hat{} m_0^*$ можно сопоставить последовательность множеств m_0^*,

m_1^*, ..., m_a^* [обозначение $\pi(m^*, A)$], обладающую следующими свойствами.

1. Алгоритм A последовательно переводит m_0^* в m_1^*; m_1^* в m_2^*, ...; m_{a-1}^* в m_a^*.

2. Соседние элементы последовательности $\pi(m^*, A)$ отличаются только информационными векторами одного элемента, причем сами векторы имеют лишь одну отличающуюся координату.

Каждому алгоритму A можно взаимно-однозначно сопоставить набор $\pi(m^*, A)\langle A_\pi, \varphi_1, ..., \varphi_l, p_1, ..., p_l, s\rangle$. Здесь s указывает, что первые s предикатов среди p_1, ..., p_l являются основными, остальные $(n - s)$ — вспомогательными [1].

Среди локальных алгоритмов над информационными множествами существует естественная упорядоченность. Пусть алгоритмы A и B принадлежат соответственно классам $K(\varphi_{11}, ..., \varphi_{1l}, p_1, ..., p_l, s)$ и $K(\varphi_{21}, ..., \varphi_{2l}, p_1, ..., p_l, s)$. В классе алгоритмов с одинаковой памятью выделим подкласс π_s алгоритмов $\langle A_\pi, \varphi_{1a}, ..., \varphi_{la}, p_1, ..., p_l, s\rangle$, у которых совпадают области определения функций φ_{1a}, ..., φ_{la}, т. е. у разных алгоритмов из π_s окрестности $s(\amalg, m)$ определены одинаково.

Подкласс π_s назовем классом локально равных алгоритмов с одинаковой памятью.

Определение. *Алгоритм A называется мажоритарным (наилучшим для класса K), если для всех B из K выполняется соотношение $A \geq B$ [1].*

Пусть некоторым способом для пар $(\amalg, m)$, $\amalg \in m$, $m \in \{m\}$ введена последовательность $s_1(\amalg, m)$, ..., $s_k(\amalg, m)$ главных окрестностей порядков 1, 2, ..., k соответственно.

Определение. *Алгоритм $A \in K\langle\varphi_1, ..., \varphi_l, p_1, ..., p_l, s\rangle$ называется алгоритмом индекса k, если область определения $\left(\overset{a_1 \ldots a_l}{\amalg}, s\left(\overset{a_1 \ldots a_l}{\amalg}, m^*\right)\right)$, $m^* \in \bigcup\limits_{m \in \{m\}} I(m)$ $\overset{a_1 \ldots a_l}{\amalg} \in m^*$ функций φ_1, ..., φ_l удовлетворяет следующим условиям.*

1. $s(\amalg, m) \subseteq s_k(\amalg, m)$.

2. Найдется такая пара $(\amalg, m)$, что $s(\amalg, m) \not\subseteq$ $\not\subseteq s_{k-1}(\amalg, m)$.

В дальнейшем будем рассматривать окрестности $s(\amalg, \Gamma)$, где Γ — конечный неориентированный граф; $\amalg$ — вершина или ребро графа такие, что $s(\amalg, \Gamma)$ есть конечный неориентированный граф.

Пусть $p_1(\amalg, \Gamma)$, ..., $p_l(\amalg, \Gamma)$ — предикаты, заданные на вершинах или ребрах графов (только на вершинах или только на ребрах графов). Среди алгоритмов индекса k над графами с фиксированными основными предикатами p_1, ..., p_s и вспомогательными предикатами p_{s+1}, ..., p_l существует мажоритарный алгоритм A_k. Среди мажоритарных алгоритмов A_k найдется алгоритм A_k из класса $k\langle\varphi_1, ..., \varphi_l, p_1, ..., p_l, s\rangle$, у которого функции φ_1, ..., φ_l определены на парах $s_k\left(\overset{a_1 \ldots a_l}{\amalg}, \Gamma\right)$, где $\amalg$ — вершина или ребро графа; если $k_1 \leq k_2$, то $A_{k_1} \leq A_{k_2}$.

В классе алгоритмов индекса k с фиксированными основными и вспомогательными предикатами существует мажоритарный алгоритм A_k.

Среди мажоритарных алгоритмов A_k найдется такой алгоритм $\widetilde{A_k} \in K\langle\varphi_1, ..., \varphi_l, P_1, P_l, s\rangle$, что $\varphi_i = \varphi_1\left(\overset{a_1 \ldots a_l}{\amalg}, s_k\left(\overset{a_1 \ldots a_l}{\amalg}, m_f^*\right)\right)$, $i = 1, 2, ..., l$.

3. Если $k_1 \leq k_2$, то $\widetilde{A_{k_1}} \leq \widetilde{A_{k_2}}$.

Функционал качества $\varphi(A)$ алгоритма A

Определение. *Функционалом качества $\varphi(A)$ по контрольному множеству S'_1, ..., S'_q называется величина $f_q(p(\tilde{a}_1, \tilde{a}_1^A), ..., p(\tilde{a}_q, \tilde{a}_q^A))$* (в дальнейшем мы будем иногда опускать слова "по контрольному множеству").

Определение является весьма общим. При конструктивном построении оптимальных алгоритмов используется специальное понятие функционала качества.

Пусть дана пара (S'_i, K_j) — объект из контрольной выборки, класс из числа K_1, ..., K_l и для каждой пары задана табл. 1, где a_{ij}^A — значение предиката $P_j(S'_i)$ — $\ll S'_i \in K_j \gg$, вычисленное в алгоритме A; $P_j(S'_i)$ — истинное значение этого предиката; $\varphi_{ij}^{a,\beta}$ — числовая оценка (поощрение или штраф) события: $P_j(S'_i) = a$, $a_{ij}^A = \beta$, $a \in \{0, 1\}$, $\beta \in \{0, 1, \Delta\}$.

Для контрольной выборки S'_1, ..., S'_q по набору истинных информационных векторов $\tilde{a}_i$ и векторов $\tilde{a}_i^A$ строится матрица $\{\gamma_{ij}\}_{q \times l}$, где $\gamma_{ij} = \varphi_{ij}^{a_{ij}, a_{ij}^A}$.

Определение. *Линейным функционалом качества называется функционал* $\varphi^*(A) = \dfrac{1}{ql}\sum\limits_{i=1}^{q}\sum\limits_{i=1}^{l}\gamma_{ij}$.

Таблица 1

a_{ij}^A $P_j(S'_i)$	0	1	Δ
0	φ_{ij}^{00}	φ_{ij}^{01}	$\varphi_{ij}^{0\Delta}$
1	φ_{ij}^{10}	φ_{ij}^{11}	$\varphi_{ij}^{1\Delta}$

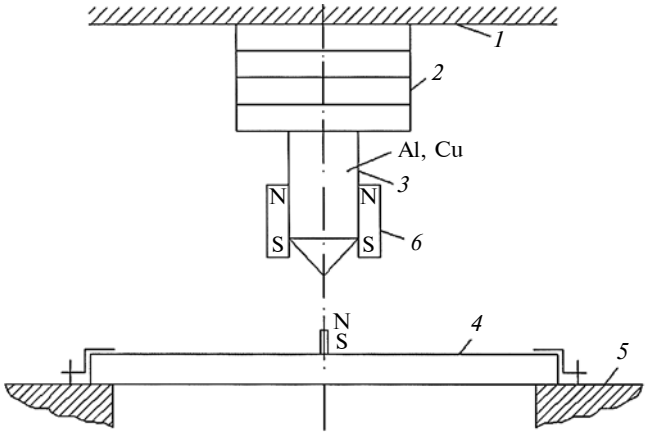


Рис. 1. Устройство наноперемещений

Важным частным случаем линейного функционала является функционал $\varphi^*(A)$, у которого таблицы одинаковы для всех (i, j), $i = 1, 2, ..., q$, $j = 1, 2, ..., l$, и имеют вид, представленный в табл. 2.

Функционал $\varphi^*(A)$ называется долей правильных прогнозов.

Примером использования рассмотренных алгоритмов является устройство наноперемещений (рис. 1), содержащее неподвижную платформу *1*, установленный на ней пьезопривод *2*, на торце которого закреплен зонд *3*, электрически связанный с подложкой *4*, закрепленной на подложкодержателе *5*. Зонд *3* выполнен из немагнитного материала, пара- или диамагнетика. На наружной стороне цилиндрической поверхности зонда закреплен магнит *6*, выполненный в виде трубчатого элемента с осевой намагниченностью.

Устройство наноперемещений работает следующим образом.

Зонд *3* перемещается относительно неподвижной платформы *1* с помощью пьезопривода *2*, взаимодействуя с подложкой *4*, закрепленной на подложкодержателе *5* посредством магнита *6*, выполненного в виде трубчатого элемента с осевой намагниченностью.

Предлагаемое устройство обеспечивает формирование магнитоориентированных структур.

Кроме задач, требующих для решения алгоритмов перебора, существуют классы задач, решаемых алгоритмами другого типа. Например, для решения стохастических задач по квантовым точкам методом статистического моделирования необходимо численно строить реализации случайных процессов. При этом иногда наиболее важно передавать корреляционную функцию и одномерные распределения, тем более что в негауссовом случае, как правило, нет удовлетворительной информации о многомерных распределениях. Однако желательно иметь набор моделей случайных процессов, позволяющий проверять чувствительность изучаемых функционалов к изменению многомерных распределений при их сходимости к распределениям некоторого процесса с подходящими, например непрерывными, реализациями.

Рассмотрим случай абсолютно монотонной функции $k(t)$, которую можно представить как

$$k(t) = \int_0^\infty e^{-\lambda t}\mu(d\lambda),$$

где μ — вероятностная мера на $(0, \infty)$, такая, что $P(\lambda = 0) = 0$ и $\int_0^\infty \lambda\mu(d\lambda) < \infty$.

В этом случае для $p_0(t) = k(t)$ имеем:

$$f(x) = \int_0^\infty \lambda^2 e^{-\lambda t}\mu(d\lambda)\left[\int_0^\infty \lambda\mu(d\lambda)\right]^{-1};$$

$$f_1(x) = \int_0^\infty \lambda e^{-\lambda t}\mu(d\lambda).$$

Если меры μ и $\lambda\mu$ удобно моделируются, то для построения реализаций величин n_i целесообразно использовать метод суперпозиций.

Заметим, что возможен рандомизированный способ построения процесса с абсолютно монотонной корреляционной функцией $k(t)$, состоящий в построении процесса $\xi(t; e^{-\lambda t})$ для случайного значения λ, предварительно выбранного соответственно μ. Такой процесс, очевидно, не эргодичен, в то время как введенный здесь процесс $\xi(t; k)$ является эргодичным, что делает его более естественным и важным для приложений.

Пусть D — область n-мерного пространства, целиком лежащая в кубе $[0, T]^n$. Построим случайное поле $\xi(r)$ $[r = (x_1, ..., x_n)]$ в D следующим образом:

1) на i-й координатной оси строится поток Пальма $\{\tau_k^{(i)}\}$ с $p_0^{(i)}(t) = k_i(t)$;

2) для каждого параллелепипеда вида $\left[\tau_{k_1-1}^{(1)}, \tau_{k_1}^{(1)}\right] \times ... \times \left[\tau_{k_1-1}^{(n)}, \tau_{k_1}^{(n)}\right]$ выбирается свое независимое значение $\xi(r)$ соответственно функции распределения $F\xi(x)$. Такое поле обозначим через $\xi(r; k)$, где $k = (k_1, ..., k_n)$.

Поле $\xi(r; k)$ однородно с нормированной корреляционной функцией

$$K(r; k) = \prod_{i=1}^{n} k_i(|x_i|), \quad r = (x_1, ..., x_n). \qquad (1)$$

Класс моделируемых корреляционных функций можно расширить, сделав в выражении (1) замену

Таблица 2

$a_{ij}^A P_f(S_i')$	0	1	Δ
0 1	1 0	0 1	0 0

$x_i \to \lambda_i x_i$, причем $\lambda = (\lambda_1, ..., \lambda_n)$ выбирается случайно для каждой реализации поля соответственно вероятностной мере $\mu(d\lambda)$, заданной на $[0, \infty]^n$. Так можно построить поля с корреляционными функциями

$$K(r) = \int_0^\infty \exp\{-\lambda_1|x_1| - ... - \lambda_n|x_n|\}\mu(d\lambda). \quad (2)$$

Для моделирования изотропного случайного поля воспользуемся следующим приемом. Построив реализацию поля $\xi(r; k)$, повернем ее, ориентировав соответственно единичному изотропному вектору $\omega = (\omega_1, ..., \omega_n)$. При вычислении корреляционной функции такого поля можно считать ориентацию реализации фиксированной, а r — изотропным, т. е. $r = r\omega$, поэтому

$$K(r) = \int k_1(|\omega_1|r) \times ... \times k_n(|\omega_n|r)d\omega.$$

Наиболее простая модель такого типа получается следующим образом:

1) строят поток Пальма $\{\tau_k\}$ с $p_0(t) = k(t)$ вдоль изотропного направления ω и в пределах области D;

2) для каждого из слоев, ограниченных плоскостями, перпендикулярными ω в точках $\{\tau_k\}$, выбирают независимое значение ξ соответственно $F_\xi(x)$.

Данную модель поля назовем изотропной слоистой. Для нее запишем:

$$K(r) = c_n \int_0^{\pi/2} k(r\cos\vartheta)\sin^{n-2}\vartheta d\vartheta.$$

Например, если k абсолютно монотонна и $n = 3$, то имеем:

$$K(r) = \int_0^1 \int_\Lambda e^{-\lambda r\vartheta}\mu(d\lambda)d\vartheta = \int_\Lambda \frac{1 - e^{-\lambda r}}{\lambda r}\mu(d\lambda).$$

Распределение изотропного слоистого поля для ряда приложений неестественно, но в некоторых случаях его можно улучшить с помощью простой модификации, которая предлагается далее.

Предположим, что распределение ξ безгранично делимо, т. е. для каждого натурального m характеристическая функция удовлетворяет условию

$$\varphi(u) = \varphi_\xi(u) = \varphi_m^m(u),$$

и можно использовать представление

$$\xi = \xi_1^{(m)} + ... + \xi_m^{(m)},$$

где $\xi_i^{(m)}$ независимы и одинаково распределены с характеристической функцией $\varphi_m(u)$.

Рассмотрим процесс

$$\zeta_m(t) = \sum_{i=1}^m \xi_i^{(m)}(t; k), \quad (3)$$

где $\xi_i^{(m)}(t; k)$ — независимые реализации процесса $\xi^{(m)}(t; k)$ с одномерным распределением, соответствующим $\varphi_m(u)$.

Ясно, что функция одномерного распределения процесса $\zeta_m(t)$ равна $F_\xi(x)$, а корреляционная функция равна $k(t)$. Реализации процесса $\zeta_m(t)$ улучшены по сравнению с $\xi(t; k)$ относительно близости к непрерывным функциям, так как $\zeta_m(t)$ принимает постоянные значения в меньших областях и эти значения зависимы.

Алгоритм параллельных вычислений на квантовых точках

Для описания последовательных алгоритмов существует много формальных способов: машины Тьюринга (МТ), грамматики Хомского типа 0, нормальные алгоритмы Маркова (НАМ), системы Поста, а также большинство языков программирования.

Записанный с использованием одного из этих способов алгоритм можно промоделировать алгоритмом, записанным с использованием любого из них, так как все вышеперечисленные способы эквиваленты.

Работу МТ можно промоделировать с помощью кинетической машины Кирдина (КМК). МТ детерминирована, следовательно, соответствующая ей КМК также будет детерминирована и будет состоять только из команд прямой замены. Такую КМК моделируют с помощью нормальных алгоритмов Маркова. Отсюда следует алгоритмическая универсальность КМК, поскольку существует тезис Черча—Тьюринга, который указывает, что любой вычислительный процесс, который можно назвать алгоритмом, можно промоделировать на МТ [2].

В состав МТ входят управляющее устройство и бесконечная лента, разбитая на ячейки, где в каждой ячейке может быть записан единственный символ заданного алфавита $A = \{a_1, ..., a_m\}$; считывающая и пишущая головка, которая в зависимости от символа, записанного в этой ячейке, и состояния управляющего устройства записывает символ в ячейку, затем либо сдвигается влево или вправо на одну ячейку, либо остается на месте; управляющее устройство принимает новое состояние.

Для любого внутреннего состояния q_i и символа a_i однозначно заданы: следующее состояние q_i; новый символ a_{j+1}, который нужно записать в ту же ячейку вместо a_j; направление сдвига головки d_k, обозначаемое символом в алфавите $D = \{L, R, E\}$, L = Left, R = Right, E = Equal [1].

Это задание описывается таблицей или системой команд, имеющих вид $q_i a_j \to q_i' d_k$ [2].

Кинетическая машина Кирдина. Пусть L — алфавит символов, L^* — множество всех конечных слов или цепочек в алфавите L. Обрабатываемой единицей является ансамбль слов M из алфавита L, который отождествляется с функцией FM с конечным носителем на L^*, принимающей неотрицательные целые значения, т. е. FM: $L^* \to N \cup \{0\}$. Значение $FM(s)$ интерпретируется как число экземпляров слова s в ансамбле M [2].

Обработка состоит в совокупности элементарных событий, которые происходят недетерминировано и параллельно. Элементарное событие S состоит в том, что из ансамбля M изымается ансамбль K^- [это возможно, если для всех s $F_K^-(s) \le F_M(s)$] и добавляется ансамбль K^+, т. е. $F_{M'} = F_M - F_K^- + F_K^+$. Ансамбли K^- и K^+ однозначно задаются правилами или командами, которые объединяются в программу.

Пусть u, ω, ν, f, g, k, q, s — терминальные символы, обозначающие некоторые цепочки символов из L, являющиеся подцепочками слов из L^* [2].

МТ детерминирована и последовательна, следовательно, КМК также будет детерминирована и в каждый момент времени будет существовать лишь одно событие, являющееся допустимым. Алфавитом для КМК будет являться $L = A \cup Q$. Начальный ансамбль состоит из одного слова, соответствующего стандартной конфигурации МТ $M_0 = \{q_0\ \alpha\}$, где $\alpha \in A^*$. Можно описать моделирование команд МТ таблицей, в которой команде МТ соответствует ответная команда КМК [3].

Команда МТ	**Команда КМК**
$q_i a_j \to q_i' a_j' R$	$a_j\omega \to u q_i' a_j' \omega$;
	$u a_j q_i \omega \to u a_j' q_i' \lambda$
$q_i a_j \to q_i' a_j' L$	$u a_1 q_i a_j \omega \to u q_i' a_1 a_j' \omega$;
	$\vdots$
	$u a_m q_i a_j \omega \to u q_i' a_m a_j' \omega$;
	$q_i a_j \omega \to q_i' \lambda a_j' \omega$
$q_i a_j \to q_i' a_j' E$	$u q_i a_j \omega \to u q_i' a_j' \omega$

Программа для полученной детерминированной КМК состоит только из команд прямой замены [2].

Данные алгоритмы можно применить в устройстве для получения квантовых точек (рис. 2), которое содержит: магнетронный источник; распылитель вещества, выполненный в виде постоянного магнита *2*; мишень-катод *3*; анод *4*; источник питания *5*; подложку-приемник *6* распыляемого вещества, закрепленную на подложкодержателе *7*. Мишень-катод *3* из железа не связан с постоянным магнитом *2*; анод *4* выполнен в виде сетки *8*. Устройство дополнительно снабжено источником *9* лазерного излучения, установленным снаружи полого цилиндра *10*, внутренняя поверхность которого выполнена зеркальной и с прорезью по образующей, где установлена лучеобразующая часть источника лазерного излучения с возможностью изменения направления лучеиспускания.

Устройство для получения квантовых точек работает следующим образом. Источник питания *5* создает электрическое поле, под действием которого электроны вылетают из мишени-катода *3*. Проходя через постоянный магнит *2*, электроны взаимодействуют с магнитным полем посредством сил Лоренца, под действием которых электроны начинают двигаться по окружности, ее ось перпендикулярна вектору скорости движения электронов и параллельна линиям магнитного поля. Поэтому электроны совершают движение по полуокружности, периодически взаимодействуя с мишенью-катодом *3* и инертным газом, например аргоном, выбивая из его атома один электрон. В результате аргон превращается в положительно заряженный ион. Ионы аргона взаимодействуют с отрицательно заряженным мишень-катодом *3*, выбивая из него атомы железа. Нейтральные атомы железа перемещаются в сторону подложки, проходя через анод *4* и цилиндр *10*. При этом атомы железа взаимодействуют со световыми лучами от лазерного источника *9*. Это вызывает фотоэффект. Таким образом, на подложку осаждаются положительно заряженные ионы железа, образуя квантовые точки. Положительный заряд иона железа обеспечивает неслипание ионов и равномерное их распределеие. Таким образом, каждый атом железа (или несколько атомов) представляет собой квантовую точку.

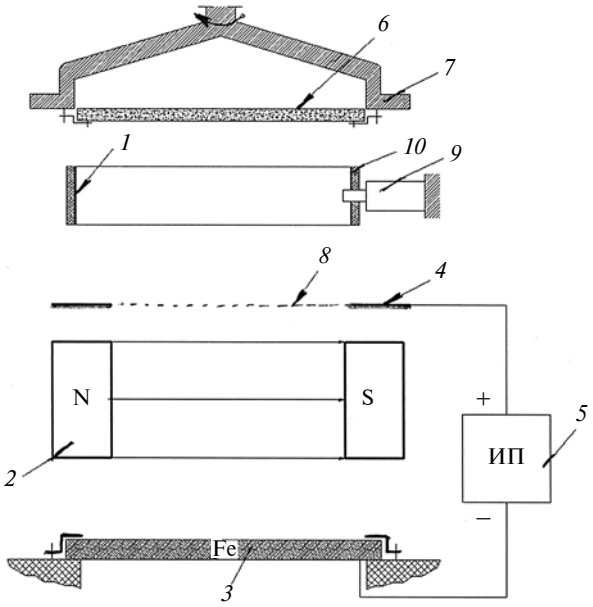


Рис. 2. Устройство для получения квантовых точек

Предлагаемое устройство обеспечивает управление процессом формирования квантовых точек.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Журавлев Ю. И.** Избранные научные труды. М.: Магистр, 1998. 420 с.
2. **Горбунова Е. О.** Алгоритмическая универсальность кинетической машины Кирдина. Методы нейроинформатики / Под ред. А. Н. Горбаня. Красноярск: КГТУ, 1998. 205 с.
3. **Ивашов Е. Н., Князева М. П.** Алгоритмы последовательных и параллельных вычислений на основе квантовых точек с изомерными ядрами / Автоматизация и современные технологии. 2014. № 1. С. 26—30.

УДК 621.822.5

И. Ф. ДЬЯКОВ, д-р техн. наук (Ульяновский ГТУ), e-mail: i.dyakov@ulstu.ru

Повышение ресурса подшипника скольжения

Предложен способ повышения ресурса подшипника скольжения, входящего в состав разбираемого при ремонте узла трения, путем нанесения упрочненных полос на краях вала.

Ключевые слова: узел трения, вал, подшипник скольжения, амплитуда колебаний, функция штрафа, итерационный процесс, оптимизация.

The method of increase of sliding bearing life, containing in a disassemble at a repair friction joint, by application of strengthened stripes on shaft edges, is suggested.

Keywords: friction joint, shaft, sliding bearing, vibration amplitude, penalty function, iteration process, optimization.

Ресурсы узлов "вал — подшипник скольжения" значительно определяют работоспособность и долговечность технических устройств. Условия работы подшипника обусловливают характер контакта цапфы с подшипником, который зависит от наличия и вида смазочного материала, нагрузки, частоты вращения вала, состояния контактирующих поверхностей. Ухудшение работы узла часто происходит в результате его ремонта. Если вал сбалансирован согласно требованиям ГОСТов [1, 2], то при частоте вращения, соответствующей критической амплитуде колебаний, повышения интенсивности изнашивания сопряженных деталей не наблюдается, так как имеет место полужидкостное трение.

Цель данной работы — повышение ресурса подшипника скольжения путем сохранения слоя смазочного материала с помощью лабиринтного уплотнения. Для создания лабиринтного уплотнения по краям коренных шеек коленчатого вала по периметру электромеханической обработкой (ЭМО) выполняют упрочненные полосы шириной не более 2 мм.

В работах [3, с. 298; 4, с. 92] исследованы ресурс и устойчивость вращения вала в подшипнике скольжения. Установлено, что при большой частоте вращения вала возникают автоколебания с частотой, отличной от частоты вращения. Известно, что при несбалансированности вала и приближении его частоты вращения к критическому значению ($\omega_{кр}$) вал начинает колебаться и при критическом значении, при котором в сопряженной паре имеет место минимальный коэффициент трения (f_{min}), вал занимает новое положение. При этом амплитуда его колебаний резко возрастает, возникает полужидкостное трение, вследствие чего увеличивается интенсивность изнашивания трущихся поверхностей, подшипник и вал нагреваются. При дальнейшем увеличении частоты вращения вала амплитуда его колебаний уменьшается (рис. 1).

В первом приближении колебания вала, возникающие при скоростях, близких к критической, можно рассматривать как вынужденные колебания, при этом возмущающими силами являются силы инерции несбалансированных масс.

Для повышения ресурса подшипника и устойчивости вращения вала в масляном слое использовали лабиринтное уплотнение [5, с. 7; 6, с. 110]. Вал (рис. 2) массой m с частотой вращения ω на подшипниках скольжения нагружен по контуру равномерно распределенными и направленными от оси вала радиальными силами F, создающими перепад давлений Δp.

При критической радиальной силе $F_{кр}$ вращение вала теряет устойчивое равновесие, вал начинает колебаться в подшипниковой опоре. При зна-

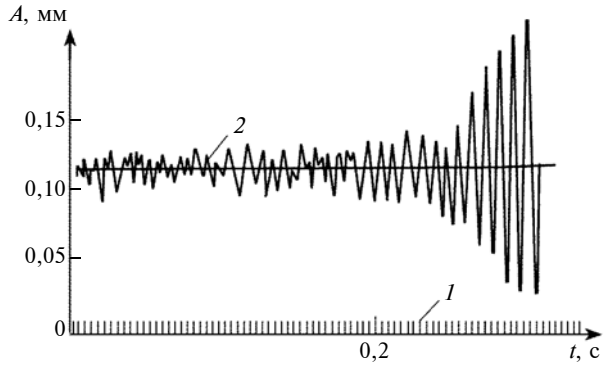


Рис. 1. Импульсы датчика (*1*) и амплитуды автоколебаний вала (*2*) при частоте вращения ω = 2500 мин$^{-1}$

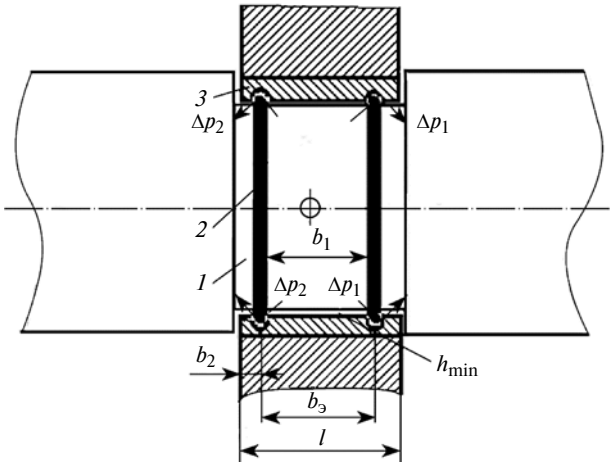


Рис. 2. Схема подшипника скольжения с лабиринтным уплотнением:
1 — цапфа вала; *2* — упрочненный слой на шейке вала; *3* — подшипник скольжения

чительном износе подшипника сдвиг вала, например по оси Z, увеличивается на величину Δz, а упругая реакция гидросистемы возрастает на $\Delta z/\delta$ (δ — податливость упругой системы), сила инерции увеличивается на $m\Delta z\omega^2$. При частоте вращения вала меньше критической $\omega^2 < (m\delta)^{-1}$, изменение упругой реакции возрастает больше, чем изменение силы инерции. Разность этих двух сил будет возвращать вал в начальное положение. Если перемещение вала мало по сравнению с зазором, то равнодействующая сила F_f трения пропорциональна этому перемещению, а ее проекции на оси x и y составляют:

$$F_{f_y} = -k\Delta y;$$

$$F_{\tau_x} = k\Delta x,$$

где k — постоянный коэффициент; Δy, Δx — проекции перемещения центра вала на соответствующие оси.

Колебания системы при отсутствии установочных и динамических перекосов вала с опорами, обеспечивающими зазор, описываются системой уравнений:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + b\dot{x} + cx + qy = 0; \\ m\ddot{y} + b\dot{y} + cy + qx = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где m — приведенная масса вала; x, y — координаты центра масс вала в неподвижной системе; $b\dot{x}$, $b\dot{y}$ — составляющие демпфирующей силы; cx, cy — составляющие упругой силы; qx, qy — составляющие циркуляционной силы; $c = c_у + c_с$ ($c_у$ — коэффициент квазиупругих сил в лабиринтном уплотнении; $c_с$ — жесткость упругой системы при перемещении вала из одного положения в другое).

Граница устойчивости колебательной системы уравнений (1) определяется уравнением равновесия сил:

$$cbx^2 = mqx^2. \quad (2)$$

Представим уравнение (2) в безразмерной форме:

$$\varsigma = a_1(a_2\xi + 1).$$

Здесь $a_1 = [\omega bx/(qx)]^2$; $a_2 = c_у\Delta_у/(kl\Delta p)$, где l — длина подшипника, $\Delta_у$ — зазор уплотнения; $\xi = rl\Delta p/(m\Delta_у\omega_0^2)$, где r — радиус подшипника; Δp — перепад давлений в уплотнении; $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ — собственная частота вращения вала без учета влияния уплотнения.

Решение

Решение задачи заключается в отыскании параметров a_1 и a_2 по отклику потери устойчивости на изменение величины ς. Колебания системы вызывают деформирование опоры скольжения в средней части поверхности подшипника, уменьшая границы и снижая потери устойчивости системы "вал — подшипник скольжения", возникающие в уплотнительном зазоре. При рабочем ходе двигателя со стороны шатуна силы инерции и давление газов способствуют сглаживанию неровностей подшипника скольжения и вызывают деформирование вала и подшипника.

При деформировании вала или искривлении поверхность подшипника скольжения можно описать дифференциальным уравнением срединной поверхности в прямоугольной системе координат с учетом условий равновесия вала в пространстве на основании теории упругости:

$$D\left(\frac{\partial^4\Delta z}{\partial x^4} + \frac{\partial^4\Delta z}{\partial x^2\partial y^2} + \frac{\partial^4\Delta z}{\partial y^2}\right) = \\ = N_x\frac{\partial^2\Delta z}{\partial y^2} + N_y\frac{\partial^2\Delta z}{\partial y^2} + 2S_{xy}\frac{\partial^2\Delta z}{\partial x\partial y}, \quad (3)$$

где $D = \dfrac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ — цилиндрическая жесткость подшипниковой опоры; E — модуль упругости материала подшипника; h — толщина стенки подшипника; μ — коэффициент Пуассона; N_x, N_y — интенсивности нормальных сил в гранях подшипника; S_{xy} — интенсивность касательных сил.

Если интенсивности нормальных сил в гранях подшипника равны, то можно принять:

$$N_x = N_y = -F; \quad S_{xy} = 0.$$

Введем обозначение $\lambda^2 = \frac{F_{кр}}{D}$ и новую независимую переменную $\rho = \lambda r'$, где r' — полярный радиус. Тогда уравнение (3) примет вид:

$$\frac{d^4\Delta z}{d\rho^4} + \frac{2}{\rho}\frac{d^3\Delta z}{d\rho^3} + \left(1 - \frac{1}{\rho^2}\right)\frac{d^2\Delta z}{d\rho^2} + \\ + \frac{1}{\rho}\left(1 + \frac{1}{\rho^2}\right)\frac{d\Delta z}{d\rho} = 0. \quad (4)$$

Для нахождения двух других частных решений представим уравнение (4) как

$$\left(\frac{d^2}{d\rho^2} + \frac{1}{\rho}\frac{d}{d\rho}\right)\left(\frac{d^2\Delta z}{d\rho^2} + \frac{1}{\rho}\frac{d\Delta z}{d\rho}\right) = 0.$$

Тогда можно записать:

$$\frac{d^2\Delta z}{d\rho^2} + \frac{1}{\rho}\frac{d\Delta z}{d\rho} = 0. \quad (5)$$

Зависимость (5) будет иметь вид:

$$\rho^2\frac{d^2\Delta z}{d\rho^2} + \rho\frac{d\Delta z}{d\rho} + \rho^2\Delta z = 0. \quad (6)$$

Выражение (6) представляет собой уравнение Бесселя нулевого порядка.

Вал по торцам имеет кольцевые поверхностные упрочнения [6, с. 110], поэтому на поверхности подшипника появится дорожка шириной, равной ширине полоски на валу, т. е. происходит локальное изнашивание подшипника на величину l_1 (см. рис. 2). Тогда линейные перемещения вала относительно осей x, y, z можно выразить функцией Бесселя нулевого порядка, при этом угловые перемещения определяются функциями Бесселя первого порядка.

Если подшипник скольжения нагружен по контуру равномерно распределенными радиальными силами, направленными к центру, то для цилиндрической формы равновесия поле напряжений сжатия, в котором находится подшипник, однородно, а главные напряжения — одинаковы для всех точек подшипника. Тогда интенсивности радиальных сил F_1 и F_2, равномерно распределенных по внутреннему и наружному контурам, равны по величине и одинаковы по направлению. Главные напряжения будут одинаковыми по величине для всех точек шейки вала, они являются напряжениями сжатия подшипника скольжения.

В случае осесимметричных форм срединной поверхности вала крутящий момент от радиальных и касательных сил обращается в нуль, интенсивности изгибающих моментов от сил давления газов при переменном значении ρ принимает вид:

$$M_r = -D\lambda^2\left[\frac{d^2\Delta z}{d\rho^2} + \frac{\mu}{\rho}\frac{d\Delta z}{d\rho}\right];$$

$$M_t = -D\lambda^2\left[\frac{1}{\rho}\frac{d\Delta z}{d\rho} + \mu\frac{d^2\Delta z}{d\rho^2}\right].$$

Изгибающий момент вала в сечениях вкладыша, вызывающий изнашивание подшипника, можно представить как

$$M_r(\rho) = D\lambda^2\left[\frac{1-\mu}{\rho^2}C_2 + C_3 f(\rho) + C_4 p(\rho)\right]. \quad (7)$$

Здесь $f(\rho) = J_0(\rho) - \frac{1-\mu}{\rho}J_1(\rho)$; $p(\rho) = Y_0(\rho) - \frac{1-\mu}{\rho}Y_1(\rho)$, где $J_0(\rho)$ и $Y_0(\rho)$ — функции Бесселя первого и второго рода нулевого порядка ($n - 1$), n и ($n + 1$) связаны дифференциальными выражениями:

$$J_{(n-1)}(x) = x^n\frac{d}{dx}[x^n J_n(x)];$$

$$J_{(n+1)}(x) = -x^n\frac{d}{dx}[x^{-n} J_n(x)].$$

Для определения постоянных коэффициентов C_i интегрирования используем краевые условия:

$$M_r(\alpha) = 0; \quad \Delta z(\alpha) = 0; \quad M_r(\beta) = 0,$$

где $\alpha = \lambda b_1$ и $\beta = \lambda b_2$ — безразмерные радиусы внутреннего и наружного контуров подшипника; b_1, b_2 — расстояния между канавками от наружнего края подшипника скольжения до канавки.

Будем использовать частные интегралы функции Бесселя первого и второго рода n-го порядка, выраженные степенным рядом, и уравнение (7). После преобразования краевые условия примут вид:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{1-\mu}{\alpha^2}C_2 + C_3 f(\alpha) + C_4 p(\alpha) = 0; \\ &C_1 + C_2\ln\alpha + C_3 J_0(\alpha) + C_4 Y_0(\alpha) = 0; \\ &\frac{1-\mu}{\beta^2}C_2 + C_3 f(\beta) + C_4 p(\beta) = 0; \\ &C_1 + C_2\ln\beta + C_3 J_0(\beta) + C_4 Y_0(\beta) = 0. \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Корни системы однородных уравнений отличаются от нуля (условие возникновения искривленной формы равновесия подшипника) только в том случае, если определитель, образованный из ко-

эффициентов системы однородных уравнений (8), обращается в нуль:

$$\begin{vmatrix} 0 & \frac{1-\mu}{\alpha^2} & f(\alpha) & p(\alpha) \\ 1 & \ln\alpha & J_0(\alpha) & Y_0(\alpha) \\ 0 & \frac{1-\mu}{\beta^2} & f(\beta) & p(\beta) \\ 1 & \ln\beta & J_0(\beta) & Y_0(\beta) \end{vmatrix} = 0.$$

После преобразования получим:

$$\frac{1-\mu}{\alpha^2}\{f(\alpha)[Y_0(\beta) - Y_0(\alpha)] - p(\beta)[J_0(\beta) - J_0(\alpha)]\} -$$
$$- \frac{1-\mu}{\beta^2}\{f(\beta)[Y_0(\beta) - Y_0(\alpha)] - p(\alpha)[J_0(\beta) - J_0(\alpha)]\} -$$
$$- \ln\frac{\alpha}{\beta}[f(\beta)p(\alpha) - f(\alpha)p(\beta)] = 0. \qquad (9)$$

Задавая определенные соотношения параметров и используя таблицы функций Бесселя нулевого и первого порядков, можно определить критическое значение интенсивности радиальных сил и возникновения несимметричной формы равновесия с одним узловым диаметром. Соотношение между циркуляционной (qx) и демпфирующей ($b\dot{x}$) силами определяется равенством $qx/(b\dot{x}) = w\sqrt{a_1}$, где w — срединная поверхность перемещения вала относительно оси x.

При определенном соотношении радиусов внутреннего и наружного контуров подшипника выражение (9) становится уравнением с одним неизвестным и решается подбором на основании таблиц Бесселя.

Квадрат безразмерного радиуса наружного контура подшипника имеет вид:

$$\beta^2 = (\lambda b_2)^2 = \frac{F_{\text{кр}}}{D} b_2^2 \le [\beta^2].$$

Тогда получим выражение для критической интенсивности радиальных сил:

$$F_{\text{кр}} = \beta^2 \frac{D}{b_2^2} \le [F_{\text{кр}}].$$

Определив $F_{\text{кр}}$ и площадь контакта вала с подшипником скольжения, находим среднее давление и диапазон рабочих температур для подшипника, которые при оптимизации будут использоваться как ограничение.

Решается поставленная задача с использованием теории оптимизации. В качестве целевой функции принимаем изменение крутящего момента в зависимости от полярного угла φ поворота вала, коэффициента ς и перемещения Δz вала:

$$T_{rt} = -D(1-\mu)\left[\frac{1}{\varsigma}\frac{\partial^2 \Delta z}{\partial\varsigma\partial\varphi} - \frac{1}{\varsigma^2}\frac{\partial\Delta z}{\partial\varphi}\right] \to \min.$$

Все ограничения приведены выше в математической форме. В правой части используются нормативные данные, т. е. ограничения выражают, как правило, неравенствами, установленными допустимыми областями. Так как ограничения нелинейные, то используем метод штрафных функций. Проверку ограничений при направленном поиске можно совместить с вычислением целевой функции $f(T_{rt})_{\min}$, если искать минимум функционала Φ:

$$\Phi = f(T_{rt})_{\min} + \eta \sum_{i=1}^{n} \chi_i,$$

где η — постоянный коэффициент; χ_i — штрафные функции, которые резко увеличиваются у границ допустимых значений.

Если шаг изменения параметров оказался большим и выбранное значение вышло из допускаемой области (область Парето), то штрафная функция должна изменить свой знак, т. е. изменение знака функции χ_i указывает на необходимость уменьшения шага. Поиск метода оптимизации осуществляем в программе ANSYS, каждый выбранный метод предварительно проверяется на устойчивость. При минимизации целевой функции штраф препятствует отклонению величины от границы допускаемой области в обе стороны. Целесообразность использования квадратичной штрафной функции обоснована эффективностью данного алгоритма при решении класса задач нелинейного программирования. Вычисление новых значимых коэффициентов и переход к построению штрафной функции ослабляют соответствующий уровень, т. е. происходит релаксация решаемой задачи, и тогда можно использовать другой метод оптимизации.

Исходя из этого, можно определить кривые идентифицированной модели — зависимости перепада давлений Δp от относительной граничной частоты вращения:

$$\left(\frac{\omega_{\text{г}}}{\omega_0}\right)^2 = a_1[a_2(kl\Delta p/m\Delta_y\omega_0^2) + 1],$$

где $\omega_{\text{г}}$ — частота вращения вала на границе устойчивости вращения.

Обработка полученных данных позволила определить оптимальные значения коэффициентов: $a_1 = 4{,}071$; $a_2 = 0{,}477$ и $q = 0{,}493\omega$. За пределами этих коэффициентов интенсивности изнашивания подшипника и вала возрастают. Эксперименты показали, что амплитуда колебаний вала с лабиринтным уплотнением изменяется относительно среднего значения более устойчиво в зависимости от частоты его вращения (рис. 3).

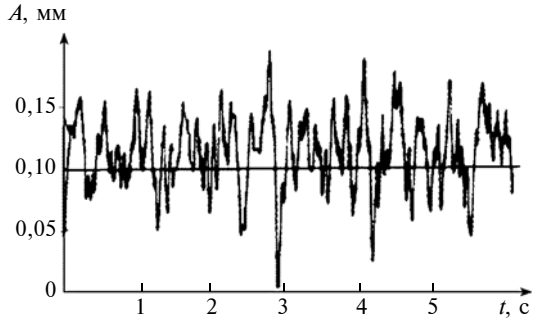


Рис. 3. Амплитуды колебаний коленчатого вала с лабиринтным уплотнением коренных подшипников при ω = 2000 мин$^{-1}$

Полученные результаты имеют практическое значение: показано, что подшипники скольжения могут работать в условиях жидкостного смазывания при длительной эксплуатации; обоснованы законы изменения параметров a_1 и a_2 по отклику потерь устойчивости на изменение коэффициента ς; при определенном соотношении внутреннего и наружного радиусов подшипника полученная зависимость (9) решается подбором по таблицам Бесселя.

Однородность испытаний проверяли расчетом критерия Кохрена, а адекватность модели — на основании критерия Фишера.

Таким образом, устойчивость вращения вала на подшипниках скольжения и повышение их ресурсов можно обеспечить, выполнив на краях вала упрочненные полосы. Это позволит сохранить масляный слой между валом и подшипником при эксплуатации.

Рабочая частота вращения вала должна быть меньше или больше критической: $\omega \le 0{,}7\omega_{кр}$ или $\omega \ge 1{,}3\omega_{кр}$.

Критические скорости вала, как правило, соответствуют частотам его собственных колебаний. Для решения поставленной задачи применяют и другие методы, но полученные результаты трудно использовать при проектировании более сложных объектов ввиду сложного алгоритма расчета коэффициентов и составляющих, так как они основаны на ряде допущений, требующих экспериментальной оценки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ ИСО 1940-1—2007.** Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Ч. 1. Определение допускаемого дисбаланса. М.: Изд-во стандартов, 2007. С. 10—24.

2. **ГОСТ ИСО 4378-4—2001.** Подшипники скольжения. Термины, определения и классификация. Ч. 4. Расчетные параметры и их обозначения. М.: Изд-во стандартов, 2001.

3. **Нгуен Ван Тханг.** Определение скорости вращения втулки в упорном подшипнике скольжения с учетом гидродинамической смазки и центробежных сил // XL. Неделя науки. СПб: ГПУ. Материалы междунар. науч.-практ. конф. СПб: Изд-во Политех. ун-та, 2011. С. 298—299.

4. **Пошарников Ф. А., Серебрянский А. И., Усиков А. В.** Исследование вращательного процесса трения в подшипниках скольжения лесообрабатывающего оборудования //Лесотехнический журнал. 2011. № 2 (2). С. 92—95.

5. **Дьяков И. Ф., Моисеев Ю. В.** Способ снижения износа гидростатических опор скольжения //Автоматизация и Современные технологии. 2011. № 1.С. 6—9.

6. **Дьяков И. Ф.** Основы оптимизации в автомобилестроении. М.: Машиностроение, 2012. 386 с.

УДК [621.771.06:621.822]-192

Ю. В. ЖИРКИН, канд. техн. наук, Е. А. ПУЗИК, Н. Л. СУЛТАНОВ, канд. техн. наук (Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова), e-mail: girkin@yandex.ru

Проектирование тяжелонагруженных подшипниковых опор при смазочной системе масло—воздух

Получены аналитические выражения для определения теплового состояния подшипниковой опоры со смазочной системой масло—воздух с учетом класса вязкости смазочного материала. Даны рекомендации по конструкции каналов подвода масла и герметизации узла трения.

Ключевые слова: узел трения, подшипник, минеральное масло, вязкость, тепловое состояние, смазывание, герметизация.

The analytical dependencies for determination of thermal state of a bearing assembly with an oil-air lubricating system taking into account viscosity grade of a lubricant, are obtained. The recommendations on the structure of oil feed channels and sealing of a friction joint are given.

Keywords: friction joint, bearing, mineral oil, viscosity, thermal state, lubricating, sealing.

К тяжелонагруженным опорам относятся подшипниковые опоры рабочих валков прокатных клетей "кварто" высокопроизводительных станов горячей и холодной прокатки листа. Особенностью данных клетей является ограниченное пространство для размещения подушки рабочих валков. Ввиду ограничений габаритных размеров подушек, в которых монтируются подшипники качения, невозможно повысить их работоспособность увеличением типоразмера. Поэтому необходим поиск технических решений, которые позволят увеличить долговечность подшипников качения рабочих валков без изменения их конструкции. В первую очередь это относится к выбору системы смазывания подшипников качения и смазочного материала.

В настоящее время на действующих листопрокатных станах осуществляется переход с пластичного смазочного материала на смазочную систему масло—воздух для подшипниковых опор рабочих валков и вводятся в эксплуатацию листопрокатные станы с рабочими клетями "кварто", оснащенные данной смазочной системой. Эксплуатация показала высокую эффективность смазочной системы масло—воздух по сравнению с использованием для этих целей пластичных смазочных материалов, однако есть и недостатки — перегрев подшипников качения опор рабочих валков при скоростях прокатки больше 15 м/с, поэтому при проектировании подшипниковых опор необходимо предусматривать эксплуатационные параметры, обеспечивающие надежную работу.

В настоящее время в подшипниковых опорах рабочих валков применяют четырехрядные конические роликовые подшипники качения. Для обеспечения их надежной работы при проектировании необходимо:

определить класс вязкости (КВ) минерального масла;

определить режим подачи смазочного материала;

конструктивно обеспечить равномерное распределение смазочного материала по рядам роликов и подвод к уплотнениям подшипникового узла.

Выбор минерального масла по вязкости

Для выбора масла по вязкости выполним контактногидродинамический расчет коэффициента λ толщины масляной пленки: $\lambda = \dfrac{h}{\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}}$ (Ra_1 и Ra_2 — параметры шероховатости трущихся поверхностей), на основании которого и осуществляется выбор смазочного материала [1]. Толщину h масляной пленки рассчитываем для определения кинематической вязкости ν минерального масла с учетом термоэффекта входной зоны, когда температура $t_р$ смазочного материала в нагруженной контактной зоне подшипника существенно больше.

Для определения фактической температуры в контакте по методике работ [2, 3] провели исследование на испытательном стенде кафедры "Проектирование и эксплуатация металлургических машин и оборудования" МГТУ им. Г. И. Носова. Получена аналитическая зависимость для расчета фактической температуры $t_ф$ в контакте по температуре $t_{вх}$ смазочного материала, поступающего в узел трения: $t_ф = C t_{вх}^{C_x}$, где C, C_x — эмпирические коэффициенты для исследуемых КВ минеральных масел (таблица).

Зная фактическую температуру смазочного материала в контакте, можно выполнить уточненный расчет толщины масляной пленки, разделяющей трущиеся поверхности.

Коэффициент λ толщины масляной пленки также зависит от температуры минерального масла: $\lambda = J t_{вх}^{-\gamma}$, где J и γ — эмпирические коэффициенты для исследуемых смазочных материалов разных КВ:

$$J = 0{,}0759\text{КВ}^2 - 1{,}121\text{КВ} + 283{,}36;$$

$$\gamma = -0{,}297\ln(\text{КВ}) - 0{,}5658.$$

Получены зависимости для расчета фактической температуры в контакте самого нагруженного тела качения с подшипником по дорожке качения от суммарной скорости v качения и коэффициента λ в зависимости от КВ смазочного материала.

КВ смазочного материала	Формула
100	$t_ф = 97{,}7879 + 4{,}9216v - 7{,}6547\lambda$
220	$t_ф = 85{,}98 + 9{,}7369v - 5{,}715\lambda$
320	$t_ф = 84{,}3205 + 10{,}4827v - 3{,}1417\lambda$
460	$t_ф = 104{,}2831 + 7{,}296v - 4{,}5421\lambda$

По полученным значениям $t_ф$ можно судить об эффективности смазочного материала с позиций достижения минимальной температуры масляного слоя в контакте.

Задавая значение коэффициента λ, можно установить для соответствующего смазочного материала температуру $t_{вх}$, обеспечивающую требуемый режим смазывания.

КВ смазочного материала	Формула
100	$t_{вх} = 66{,}1569 + 0{,}009v - 32{,}2604\lambda$
220	$t_{вх} = 64{,}1028 - 0{,}0873v - 14{,}9958\lambda$
320	$t_{вх} = 63{,}5156 - 0{,}1294v - 10{,}7318\lambda$
460	$t_{вх} = 62{,}5476 - 0{,}1408v - 7{,}5712\lambda$

Значения эмпирических коэффициентов C и C_x для смазочных материалов разных КВ

КВ	Суммарная скорость качения в контакте, м/с			
	2,9		7,92	
	C	C_x	C	C_x
100	64,128	0,1352	111,300	0,0445
220	58,046	0,1543	111,100	0,0846
320	77,624	0,0906	113,470	0,0944
460	66,514	0,1448	62,801	0,2336

Интенсивность I тепловыделения в узле трения зависит от кинематической вязкости ν минерального масла, поступающего в узел трения:

$$I = 5 \cdot 10^{-6} - 0{,}6\nu^2 + 0{,}0035\nu + 0{,}0021, \ ^\circ\text{C/мин}.$$

Интенсивность I тепловыделения определяет тепловое состояние подшипниковой опоры. Таким образом, используя полученные аналитические выражения, можно управлять режимом подачи минерального масла в узел трения [4].

Управление тепловым состоянием подшипниковых опор

В работе [5] рассмотрены аспекты формирования температурного режима подшипниковых опор при разных условиях эксплуатации стана-тандем 2000 холодной прокатки при использовании в подшипниковых опорах смазочной системы масло—воздух. На основании аналитических выражений для определения теплового состояния подшипниковой опоры разработана программа для определения режима подачи минерального масла в опоры, что было применено на стане-тандем 2000 холодной прокатки.

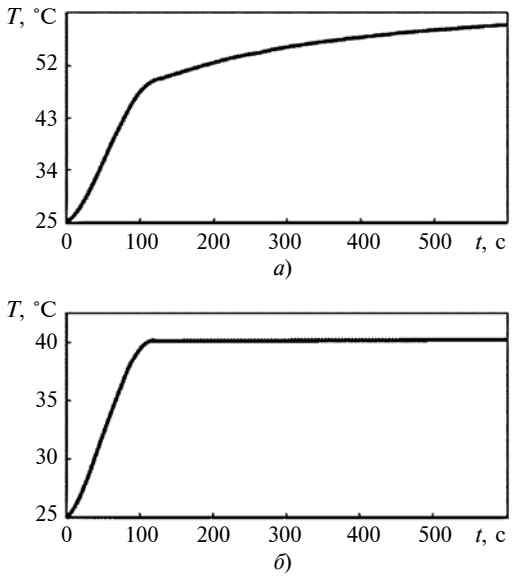


Рис. 1. Зависимость изменения температуры *T* подшипниковой опоры от времени *t* работы узла при $v_п$ > 21 м/с, $t_п$ = 128 (*а*) и 27 с (*б*)

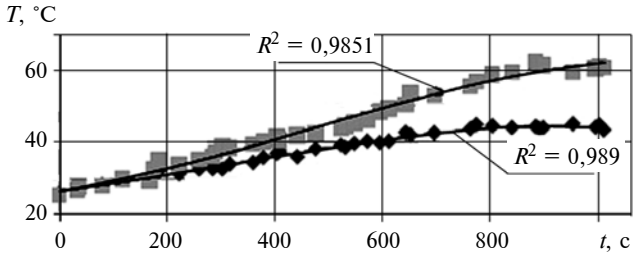


Рис. 2. Зависимости изменения температуры *T* подшипниковой опоры клети № 5 от времени *t* работы узла при $t_п$ = 128 (*1*) и 27 с (*2*)

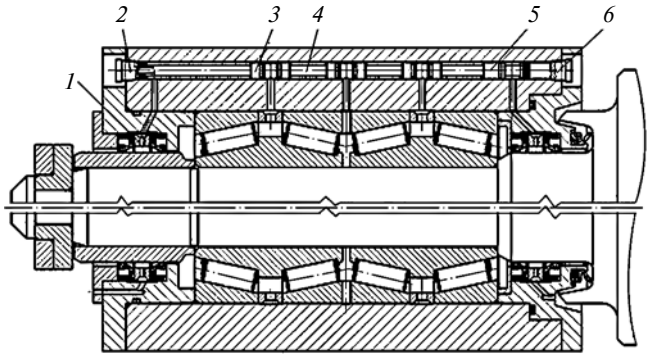


Рис. 3. Подшипниковый узел с делителями потока масловоздушной смеси:

1 — разделительное кольцо; *2* — штуцер; *3* — делитель потока; *4* — трубка соединительная; *5* — делитель потока концевой; *6* — пробка

Смазывание подшипников качения опорных и рабочих валков, а также тянущих роликов в системе масло—воздух выполняется из одного резервуара с временным интервалом подачи минерального масла $t_п$ = 128 с.

Расчеты показали, что при скорости прокатки $v_п$ > 21 м/с и $t_п$ = 128 с температура подшипниковой опоры будет превышать 50 °С (рис. 1, *а*). Температуру подшипниковой опоры можно снизить уменьшением интервала подачи смазочного материала до 27 с (рис. 1, *б*). Это подтвердили испытания на стане-тандем 2000 холодной прокатки, где для валков клети № 5 применили новый режим смазывания (рис. 2).

Изменение конструкции подшипниковых опор

Для улучшения работы узла трения также необходимо обеспечить эффективную подачу смазочного материала к телам качения и уплотнительным манжетам и герметизацию подшипникового узла. При использовании смазочной системы масло—воздух этого можно достичь установкой в подшипниковый узел встраиваемых делителей потока [6, 7], разделяющих масловоздушную смесь на необходимое число потоков (рис. 3). В данном случае смазочный материал подается на ролики подшипников качения и кромки уплотнительных манжет через специальные отверстия в разделительном кольце.

Давление p_1 в подшипниковом узле и давления p_2 и p_3 в полости между манжетами разные (рис. 4): $p_1 = 0{,}02 \div 0{,}08$ МПа > $p_2 = p_3 > p_0$ (p_0 — атмосферное давление). Изменив конструкцию подшипникового узла, можно добиться изменения давлений p_2 и p_3.

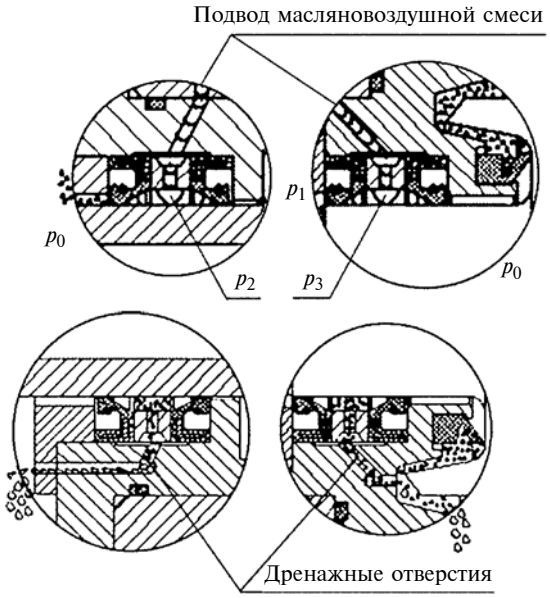


Рис. 4. Конструктивные элементы подшипникового узла, обеспечивающие его герметизацию

В нижней части уплотнения предусмотрено дренажное отверстие, позволяющее удалять СОЖ в случае ее проникновения через первую манжету с помощью воздушного потока. Проникновение СОЖ в уплотнительную полость сдерживается давлениями p_2 и p_3. Полость подшипника качения дополнительно герметизируется давлением воздуха $p_1 = 10 \div 30$ Па. Так как $p_1 > p_2$, $p_3 > p_0$, то возникает поэтапная герметизация подшипника, исключающая попадание в него СОЖ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Коднир Д. С., Жильников Е. П., Байбородов Ю. И.** Эластогидродинамический расчет деталей машин. М.: Машиностроение, 1988. 160 с.

2. **Пузик Е. А., Жиркин Ю. В.** Аналитически-экспериментальное определение параметров ЭГД-смазки в подшипниках качения опор рабочих валков стана 2000 горячей прокатки // Вестник МГТУ. 2010. № 4. С. 52—56.

3. **Пузик Е. А., Жиркин Ю. В.** Алгоритм подбора смазочного материала для смазывания подшипниковых опор рабочих валков клетей "кварто": Механическое оборудование металлургических заводов. Магнитогорск: Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова, 2015. С. 55—60.

4. **Математическое** моделирование теплового состояния подшипникового узла тянущих роликов стана 2000 ОАО "ММК" холодной прокатки / И. М. Ячиков, Ю. В. Жиркин, Е. И. Мироненков, Н. Л. Султанов // Математическое и программное обеспечение систем в промышленной и социальной сферах. 2014. № 1 (4). С. 29—36.

5. **Султанов Н. Л., Жиркин Ю. В. Мироненков Е. И.** Управление тепловым состоянием подшипниковых опор, смазываемых системой "масло—воздух" на стане 2000 холодной прокатки ОАО "ММК" // Сталь. 2014. № 4. С. 71—73.

6. **Дудоров Е. А., Жиркин Ю. В.** Модернизация подшипникового узла с целью продления его ресурса // Вестник Магнитогорского ГТУ им. Г. И. Носова. 2007. № 4. С. 94—96.

7. **Дудоров Е. А., Жиркин Ю. В., Паршин П. Р.** Повышение герметизации подшипниковых узлов рабочих валков клети "КВАРТО" // Вестник Магнитогорского ГТУ им. Г. И. Носова. 2009. № 3. С. 58—61.

Вниманию авторов

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

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

К статье прилагаются:

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

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

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

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

УДК 621.7.015

В. В. МОРОЗОВ, В. Г. ГУСЕВ, доктора технических наук, Т. П. ДВОРЯНИНОВА (Владимирский ГУ),
e-mail: dvoryaninova_t.p@mail.ru

Микрогеометрия поверхности после селективного лазерного спекания металлического порошка

Установлена многофакторная модель микрогеометрии поверхности после селективного лазерного спекания металлического порошка и найдены зависимости микрогеометрии от доминирующих факторов процесса: мощности лазерного излучения, скорости перемещения лазерного луча и шага сканирования.

Ключевые слова: селективное лазерное спекание (SLS), многофакторная модель, технологические параметры, мощность лазерного излучения.

The multifactor model of surface microgeometry after selective laser sintering of metal powder is determined and dependencies of microgeometry from dominating process factors: laser emission power, laser beam traverse speed and scanning pitch, are found out.

Keywords: selective laser sintering (SLS), multifactor model, technological parameters, laser emission power.

Сегодня широко применяют аддитивные технологии изготовления изделий, например, последовательным нанесением слоев материала с дальнейшим их соединением для получения изделия заданной формы. Для создания таких деталей используют 3D-сканирование и различные программные комплексы. Аддитивные технологии применяют для прототипирования и распределенного производства в архитектуре, строительстве, промышленном дизайне, автомобилестроении и пр.

Аддитивные технологии можно использовать на любом этапе производства. Преимущество быстрого прототипирования по сравнению с механической обработкой заготовок на металлорежущем оборудовании заключается в том, что конструктивно сложное изделие создается за одну технологическую операцию. Однако это требует значительного времени: построение модели может занимать от нескольких часов до нескольких дней в зависимости от установки, размеров изделия и материала, однако исключаются проектирование технологического процесса, разработка специальной оснастки и ее изготовление.

Сегодня целесообразно применять аддитивные технологии в мелкосерийном и единичном производстве. Они обеспечивают высокую мобильность производства и снижение технологической себестоимости изделий по сравнению с традиционными методами.

Имеется широкий выбор методов аддитивного производства, которые отличаются расходными материалами и методами их нанесения: плавка или размягчение расходных материалов; выборочная лазерная плавка (SLM); прямое лазерное спекание (DMLS); печать послойным наплавлением (FDM), а также полимеризация жидких материалов — стереолитография (SLA) и ламинирование (LOM).

Для изготовления таких сложных деталей, как турбины реактивного двигателя, топливные форсунки, бионические конструкции, для которых традиционные технологии являются дорогостоящими и трудоемкими, наиболее применим метод SLS. Он основан на использовании высококонцентрированной энергии, например лазерного луча, для расплавления металлических, керамических или стеклянных порошков.

В России еще не накоплен опыт по SLS-методам и отсутствуют систематизированные справочные материалы по назначению режимов обработки и получаемому качеству поверхностей при применении разных порошковых материалов с учетом конструктивных особенностей изделий. Для этого необходимы научные исследования.

Для эффективного использования дорогостоящего оборудования и получения качественных изделий необходим оптимальный режим обработки, что предполагает использование многофакторных моделей, связывающих выходные показатели качества и производительности процесса с независимыми факторами, подаваемыми на вход технологической системы.

Для создания многофакторных моделей были проведены эксперименты на лазерной установке, которая позволяет проводить опыты с порошковыми материалами Fe, Cr, Ni, Al, W, Mg, Ti, V, Co, Au, Pt, Cu, Ag и обеспечивает в зависимости от мате-

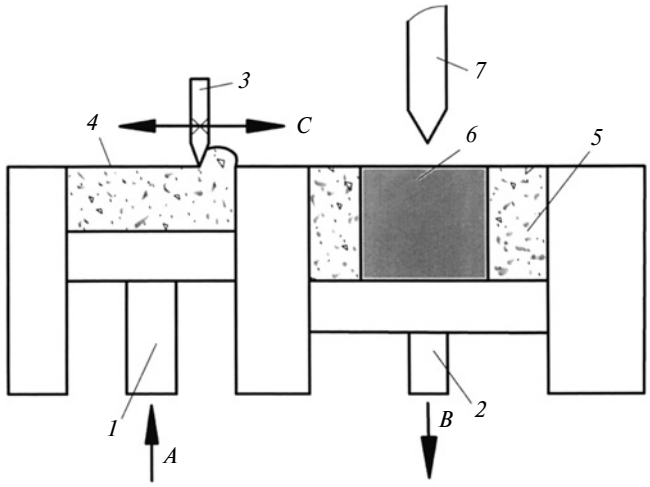


Рис. 1. Схема селективного лазерного спекания порошкового материала

риала порошка производительность 2÷20 см^3/ч и толщину наносимого слоя 20÷80 мкм.

Изготовление детали с помощью лазерной установки включает в себя подготовку данных для исполнительного механизма и формирование изделия: нанесение слоя исходного материала; возвращение рабочего органа в исходное положение; создание единичного слоя; возвращение рабочего органа в исходное положение; перемещение прототипа для нанесения следующего слоя; дополнительную обработку готовой детали [1].

Процесс изготовления детали представлен на рис. 1 [2]. Стол *1* для подачи порошка движется вверх (стрелка *A*), поднимая порошок на высоту, равную толщине сдвигаемого слоя. Одновременно стол *2* опускается вниз (стрелка *B*) на расстояние, равное толщине слоя порошка, подвергаемого в дальнейшем спеканию. Нож *3*, перемещаясь горизонтально вправо (стрелка *C*), сдвигает слой порошка из камеры *4* в емкость *5*, распределяя порошок по контуру шаблона *6*. После перемещения порошка в емкость *5* нож *3* перемещается влево (стрелка *C*), возвращаясь в исходное положение для выполнения следующего рабочего хода. Лазерный луч *7*, двигаясь со скоростью v вдоль нанесенного слоя порошка, нагревает его и спекает. Данный технологический переход многократно повторяется до получения изделия заданных формы и размеров.

Для получения образцов использовали порошок из легированной стали 12Х18Н10Т (0,12 % углерода, 17÷19 % хрома, 2 % марганца, 9÷11 % никеля, 0,02 % серы, 0,8 % кремния, 0,8 % титана, остальное железо).

Качество спеченной поверхности оценивали параметром *Ra* шероховатости, для измерения которого использовали профилометр Mitutoyo Corp. Surftest SJ-201 (Япония). В эксперименте в качестве независимых факторов приняты: мощность лазерного излучения $P = 600 \div 800$ Вт (обозначение $X1$); скорость перемещения лазерного луча $v = 80 \div 100$ мм/мин ($X2$); шаг сканирования $S = 0{,}1 \div 0{,}15$ мм ($X3$); в качестве параметра оптимизации — параметр *Ra* шероховатости получаемой поверхности.

На основании технической характеристики лазерной установки определены верхний (ВУ), нижний (НУ), основной (ОУ) уровни и интервалы варьирования (ИВ) независимых факторов (табл. 1).

Предельные значения факторов получали с учетом возможности дополнительных экспериментов на звездных точках факторов, если линейная многофакторная модель окажется неадекватной.

Многофакторный эксперимент реализован в соответствии с планом $N = 2^k = 2^3 = 8$ и матрицей планирования

$$\text{c, ac, bc, abc, } (-1)\text{, a, b, ab,} \qquad (1)$$

где a, b, c, (−1) — соответственно верхний уровень первого, второго, третьего факторов и нижние уровни одновременно всех факторов.

Для исключения систематических ошибок опыты в матрице планирования (1) проводили в рандомизированной последовательности.

В табл. 2 представлены значения параметра оптимизации для трех параллельных опытов (y_1, y_2, y_3)

Таблица 1

Значения уровней и интервалов варьирования факторов

Уровень	Фактор (обозначение), единица измерения		
	$P(X1)$, Вт	$v(X2)$, мм/мин	$S(X3)$, мм
ВУ	800	100	0,150
НУ	600	80	0,100
ОУ	700	90	0,125
ИВ	100	10	0,025

Таблица 2

Реализация многофакторного планируемого эксперимента

Строка матрицы и среднеарифметическое значение	Номер опыта							
	1	2	3	4	5	6	7	8
y_1	8,73	13,50	5,24	7,36	11,50	15,10	6,10	12,25
y_2	8,54	13,70	5,06	7,49	11,88	14,91	6,44	12,78
y_3	8,63	13,65	5,15	7,42	11,69	15,00	6,27	12,51
$\bar{y}$	8,64	13,62	5,15	7,43	11,69	15,01	6,27	12,52

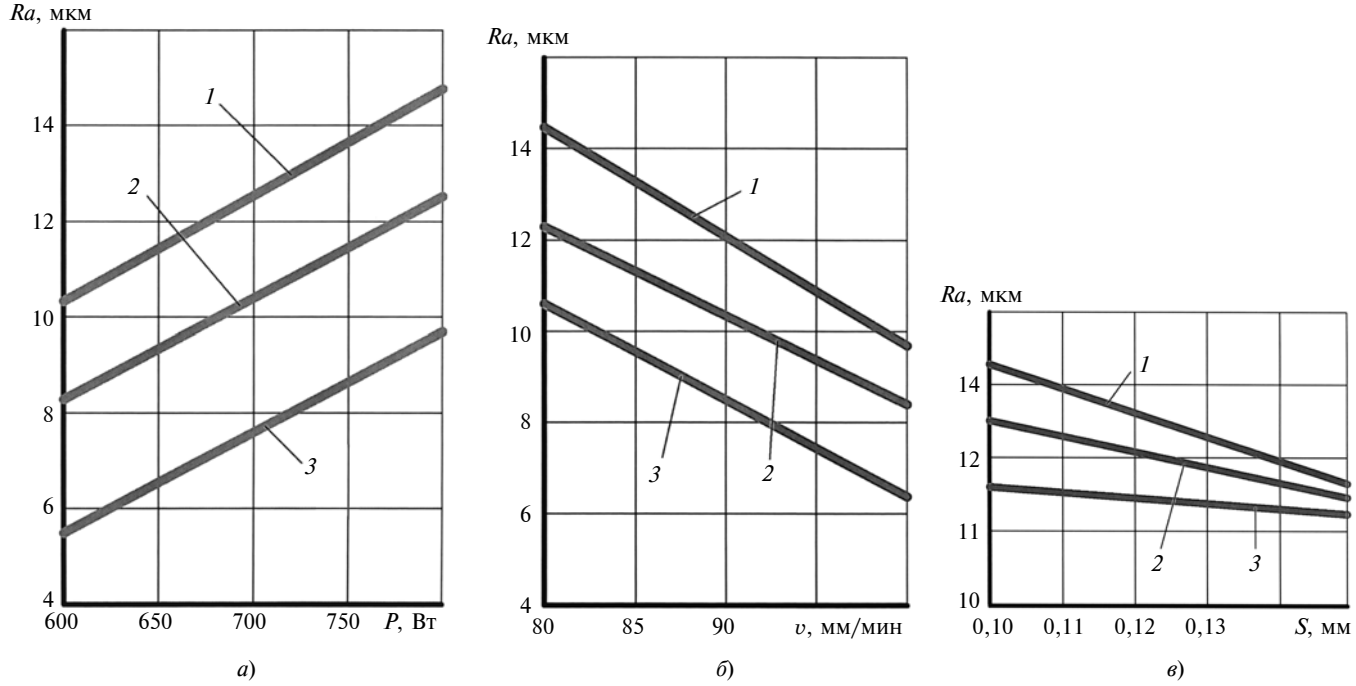


Рис. 2. Зависимости параметра *Ra* шероховатости получаемой поверхности от мощности *P* лазерного излучения (*а*), скорости *v* луча (*б*) и шага *S* сканирования поверхности (*в*)

по каждой строке матрицы планирования и его среднее арифметическое значение $\bar{y}$.

Априори постулируемую математическую модель находили в виде многочлена:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + \\ + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_{123}, \quad (2)$$

где b_0 — свободный член; b_1, b_2, b_3 — коэффициенты регрессии, характеризующие линейные эффекты; b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{123} — коэффициенты регрессии, характеризующие эффекты взаимодействия [3].

Проверка значимости коэффициентов регрессии показала, что коэффициент b_{12} незначим, поэтому уравнение регрессии (2) примет вид:

$$y = 10{,}041 + 2{,}103x_1 - 2{,}198x_2 - 1{,}331x_3 - \\ - 0{,}289x_1x_3 - 0{,}221x_2x_3 - 0{,}704x_1x_2x_3. \quad (3)$$

Расчетное значение критерия Фишера $F_р = 0{,}2244$, что меньше табличного значения $F_т = 4{,}5$. Следовательно, уравнение регрессии (3) является адекватным и его можно использовать для описания микрогеометрии поверхности, полученной лазерным спеканием порошкового материала.

Доминирующее влияние на параметр оптимизации оказывает скорость перемещения лазерного луча. Следующие по степени влияния — скорость перемещения лазерного луча относительно спекаемого порошка и шаг сканирования. Переходом от уравнения регрессии в кодовом выражении независимых факторов к уравнению в натуральном обозначении получено выражение

$$Ra = 67{,}5 - 5{,}45 \cdot 10^{-2}P - 8{,}08 \cdot 10^{-1}v - \\ - 416{,}5S + 6{,}04 \cdot 10^{-1}PS + 4{,}7vS + 8{,}8 \cdot 10^{-4}Pv - \\ - 7{,}03 \cdot 10^{-3}PvS. \quad (4)$$

На основании многофакторной модели (4) построены зависимости параметра *Ra* в функции независимых факторов процесса лазерного спекания.

С увеличением мощности *P* лазерного излучения параметр *Ra* шероховатости спеченной поверхности возрастает (рис. 2, *а*), что обусловлено увеличением коробления тончайшего поверхностного спеченного слоя в результате быстрого нагревания и охлаждения. При увеличении мощности *P* лазерного излучения с 600 до 800 Вт полученные зависимости параметра *Ra* (см. рис. 2, *а*, кривые *1—3*) описываются соответственно уравнениями регрессии:

1) $Ra = 0{,}018P - 5{,}16$ при $v = 80$ мм/мин и $S = 0{,}1$ мм; (5)

2) $Ra = 0{,}019P - 1{,}11$ при $v = 90$ мм/мин и $S = 0{,}125$ мм; (6)

3) $Ra = 0{,}02P - 4{,}31$ при $v = 100$ мм/мин и $S = 0{,}15$ мм. (7)

При увеличении скорости *v* лазерного луча параметр *Ra* шероховатости спеченной поверхности уменьшается, полученные зависимости (рис. 2, *б*,

кривые *1—3*) описываются соответственно уравнениями регрессии:

1) $Ra = 33{,}97 - 0{,}24v$ при $P = 800$ Вт и $S = 0{,}15$ мм; (8)

2) $Ra = 29{,}43 - 0{,}23v$ при $P = 700$ Вт и $S = 0{,}125$ мм; (9)

3) $Ra = 30{,}19 - 0{,}22v$ при $P = 600$ Вт и $S = 0{,}125$ мм. (10)

Увеличение шага S сканирования порошка уменьшает параметр Ra шероховатости спеченной поверхности, что объясняется уменьшением тепловой нагрузки на элементарную площадку поверхности порошка при спекании. Зависимости на рис. 2, *в* соответственно имеют вид:

1) $Ra = 15{,}49 - 25{,}44S$ при $P = 800$ Вт и $v = 100$ мм/мин; (11)

2) $Ra = 13{,}41 - 15{,}24S$ при $P = 700$ Вт и $v = 90$ мм/мин; (12)

3) $Ra = 14{,}07 - 13{,}31S$ при $P = 600$ Вт и $v = 80$ мм/мин. (13)

На основании многофакторных моделей (4)—(13), связывающих параметр Ra с независимыми факторами процесса, можно найти оптимальный технологический режим селективного лазерного спекания для конкретного порошкового материала.

При оптимальном режиме параметр Ra имеет требуемое значение при максимально возможной производительности спекания, т. е. при максимально возможных значениях скорости v лазерного луча и шага S сканирования.

При оптимизации исходим из того, что значение параметра Ra шероховатости спеченной поверхности должно быть меньше заданного $Ra_з$ на чертеже изделия, при этом для обеспечения максимальной производительности разность $Ra_з - Ra$ должна составлять 5÷7 % от Ra. При меньшей разности значений $Ra_з$ и Ra повышается вероятность получения поверхности с шероховатостью хуже заданной.

Найдем оптимальный режим спекания для образца с параметром шероховатости поверхности $Ra \le 6{,}3$ мкм.

Согласно модели (3) параметр оптимизации y возрастает при увеличении фактора x_1 и уменьшается при увеличении факторов x_2 и x_3. При этом наибольшее влияние на параметр Ra оказывает фактор x_2. Движение по поверхности отклика начинаем из центра плана, что позволит минимизировать время оптимизации. Независимые факторы на основном уровне имеют значения: $x_1 = 700$ Вт; $x_2 = 90$ мм/мин; $x_3 = 0{,}125$ мм. Шаг движения фактора x_2 по поверхности отклика принимаем $\mu_2 = -2$ мм/мин, что дает полное представление об изменении параметра оптимизации. Рассчитываем шаги для факторов x_1, x_3 [3].

Таблица 3

Режимы спекания порошкового материала из стали 12Х18Н10Т

Режим	Параметр спекания (фактор)		
	P, Вт	v, мм/мин	S, мм
Черновой	800	80	0,080
Получистовой	700	90	0,110
Чистовой	600	100	0,175

На основном уровне факторов параметра Ra превышает значение, заданное на чертеже изделия, поэтому для обеспечения заданной шероховатости необходим крутой спуск по поверхности отклика. По уравнению регрессии (4) рассчитали значения параметра Ra и, приблизив расчетное значение ($Ra = 5{,}82$ мкм) к заданному на чертеже изделия, выполнили эксперимент с $Ra = 5{,}9$ мкм.

Последнее значение параметра Ra шероховатости поверхности получено при обработке лазерным лучом мощностью 600 Вт, скорости его перемещения 100 мм/мин и шаге сканирования 0,175 мм. Этот режим обеспечивает максимальную производительность и требуемую шероховатость поверхности изделия из легированной стали 12Х18Н10Т.

Эксплуатационные показатели изделия зависят от шероховатости поверхности, полученной на завершающем этапе, поэтому на предыдущих этапах можно использовать режимы спекания, которые дают более высокие значения параметра Ra. В табл. 3 приведены параметры режимов для чернового, получистового и чистового спекания порошкового материала.

Таким образом, построена многофакторная экспериментальная модель основного показателя качества поверхности, получаемой селективным лазерным спеканием. Определены режимы чернового, получистового и чистового спекания порошкового материала из легированной стали 12Х18Н10Т. Результаты исследований можно использовать для разработки производительных процессов селективного лазерного спекания изделий из порошкового материала 12Х18Н10Т.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сапрыкин А. А.** Повышение производительности процесса селективного лазерного спекания при изготовлении прототипов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Томск. 2006. 16 с.

2. **Дворянинова Т. П., Жданов А. В., Беляев Л. В.** Оценка производительности селективного лазерного спекания // Науч.-техн. вест. Поволжья. 2015. № 3. С. 122—125.

3. **Гусев В. Г.** Теория и практика планирования многофакторных экспериментов. Владимир: ВлГУ, 2010. 108 с.

УДК 620.174.22

С. А. ЗАЙДЕС, д-р техн. наук, Х. В. НГУЕН (Иркутский национальный исследовательский технический университет), e-mail: zsa@istu.edu

Влияние охватывающего поверхностного пластического деформирования на изгибную жесткость валов

Исследовано влияние величины обжатия при охватывающем поверхностном пластическом деформировании на величину и характер распределения остаточных напряжений в длинномерных валах.

Ключевые слова: вал, остаточное напряжение, прогиб, изгибная жесткость, относительное обжатие, охватывающее поверхностное пластическое деформирование.

The influence of drafting value at wrap-around surface plastic deformation on value and character of residual stresses distribution on long-length shafts is studied.

Keywords: shaft, residual stress, deflection, bending stiffness, percent drafting, wrap-around surface plastic deformation.

К маложестким стержневым изделиям относятся валы, длина которых более чем в 10 раз превышает диаметр. Такие валы применяют в транспортной и сельскохозяйственной технике, на судах и металлорежущих станках, в горнорудной и текстильной технике [1].

Производители стремятся снизить металлоемкость продукции при сохранении ее прочности. Уменьшить массу такой детали, как вал, можно уменьшением ее поперечного сечения, однако тонкие длинные стержни имеют низкую устойчивость при воздействии продольной силы и малую жесткость при воздействии поперечной нагрузки. Поэтому повышение жесткости и устойчивости стержневых деталей — актуальная технологическая задача.

Изгибная жесткость длинномерных деталей зависит от условий нагружения, геометрии изделия и физико-механических свойств материала. При заданных условиях нагружения и геометрических параметрах изделия изменить его жесткость можно только изменением физико-механических свойств материала. При заданном материале управлять жесткостью можно, только изменяя модуль E упругости. В работах [2, 3] показано, что модуль упругости при нормальных температурно-силовых условиях практически не изменяется, поэтому жесткость изделия можно повысить только конструктивными способами.

Анализ деформации стержня при воздействии поперечной силы показал, что если к стержню приложить растягивающую осевую нагрузку, то его прогиб уменьшится, что используют, например, при натяжении струн в музыкальных инструментах.

Остаточные напряжения первого рода также оказывают механическое воздействие на материал, однако данные напряжения могут быть только двух видов — растягивающими и сжимающими, и в теле они всегда уравновешены.

В работах [4—6] рассмотрена возможность повышения изгибной жесткости длинномерных валов созданием остаточных напряжений. Однако это имеет только теоретическое обоснование и базируется на законах распределения остаточных напряжений. Подтвердить практически данный способ повышения жесткости длинномерных валов можно, имея технологическую возможность формирования необходимых остаточных напряжений.

Длинномерный вал, кроме необходимой жесткости, должен иметь поверхностный слой определенного качества. Для этого валы подвергают деформационной упрочняющей обработке. В традиционных процессах поверхностного пластического деформирования (ППД) используется локальное упрочнение — обработка шариком, роликом, диском, алмазным индентором. Формируемые остаточные напряжения в поверхностном слое — сжимающие напряжения значительной величины, при этом поверхностный упрочненный слой неглубокий. Уравновешивающие растягивающие напряжения значительно меньше и распределены в основном объеме детали. Очевидно, что повысить жесткость валов локальными методами упрочнения практически невозможно. Для изменения жесткости стержневой детали целесообразно использовать охватывающее ППД, при котором можно сформировать остаточные напряжения во всем объеме изделия [1].

Цель настоящей работы — экспериментальное определение остаточных напряжений при охватывающем ППД цилиндрических прутков и определение влияния относительного обжатия на изгибную жесткость стержневых деталей.

Эксперимент

Исследования проводили на цилиндрических прутках диаметром 30 мм, изготовленных из стали 35, которую используют для длинномерных валов, например, артезианских турбинных насосов и сельскохозяйственной техники. В качестве инструмента использовали матрицы из твердого сплава ВК8. Охватывающее ППД выполняли на гидравлической испытательной машине Amsler. Для снятия начальных остаточных напряжений образцы отжигали в защитной среде. В качестве смазочного материала применяли порошок натриевого мыла.

Относительное обжатие (далее — обжатие) при охватывающем деформировании определяли по

формуле $Q = \dfrac{D_н^2 - D_к^2}{D_к^2} 100$, где $D_н$ и $D_к$ — диаметры заготовки до и после деформирования.

Для исследования распределения остаточных напряжений в заготовках использовали метод обтачивания и растачивания цилиндра, предложенный Г. Заксом [2]. После удаления каждого слоя измеряли радиальные и осевые деформации. По полученным результатам рассчитывали главные компоненты тензора остаточных напряжений:

$$\sigma_{oz} = \frac{E}{1-\nu^2}\left[(A_н - A)\frac{d(\varepsilon_z + \nu\varepsilon_\varphi)}{dA} - (\varepsilon_z + \nu\varepsilon_\varphi)\right];$$

$$\sigma_{o\varphi} = \frac{E}{1-\nu^2}\left[(A_н - A)\frac{d(\varepsilon_\varphi + \nu\varepsilon_z)}{dA} - \frac{A_н + A}{2A}(\varepsilon_\varphi + \nu\varepsilon_z)\right];$$

$$\sigma_{or} = \frac{E}{1-\nu^2}\,\frac{A_н - A}{2A}(\varepsilon_\varphi + \nu\varepsilon_z),$$

где σ_{oz}, $\sigma_{o\varphi}$, σ_{or} — остаточные напряжения соответственно осевые, тангенциальные и радиальные; ν — коэффициент Пуансона; $A_н$ — площадь по наружному диаметру цилиндра; A — площадь по радиусу рассматриваемого слоя; ε_z и ε_φ — относительные изменения длины и наружного диаметра при растачивании цилиндра.

Методика эксперимента, метод измерения деформаций и расчет остаточных напряжений изложены в работах [1, 7].

Определение остаточных напряжений

Установлено, что величина и характер распределения остаточных напряжений зависят от обжатия. Поэтому данный показатель рассматривали как основной. В эксперименте использовали охватывающее ППД, применяемое для отделочно-упрочняющей обработки длинномерных цилиндрических деталей.

На рис. 1 представлены распределения осевых (σ_{oz}) и тангенциальных ($\sigma_{o\varphi}$) остаточных напряжений в цилиндрических заготовках после охватывающего ППД в радиальном направлении (параметр r/R, где r и R — текущий и полный радиусы цилиндра). Радиальные остаточные напряжения на поверхности цилиндрической заготовки равны нулю, а на оси заготовки равны тангенциальным напряжениям, поэтому рассматривали только осевые и тангенциальные остаточные напряжения.

На рис. 2 показаны зависимости изменения максимальных тангенциальных ($\sigma_{o\varphi}$) и осевых (σ_{oz}) остаточных напряжений в поверхностных слоях упрочненных заготовок от обжатия Q. Установлено, что в ходе охватывающего ППД при $Q < 1$ % в поверхностных слоях заготовок формируются остаточные напряжения сжатия, а при $Q > 1$ % возникают остаточные напряжения растяжения. Максимальные напряжения сжатия получены при $Q = 0{,}4$ %,

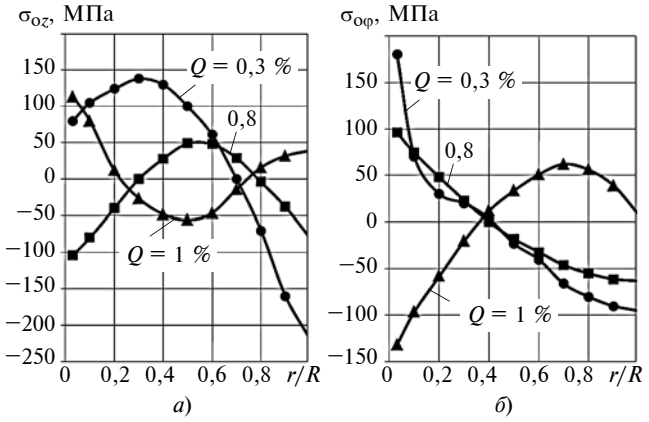


Рис. 1. Распределения тангенциальных ($\sigma_{o\varphi}$) и осевых (σ_{oz}) остаточных напряжений (соответственно *а* и *б*) в радиальном направлении (относительный параметр r/R) в цилиндрических заготовках после ППД при разных обжатиях Q

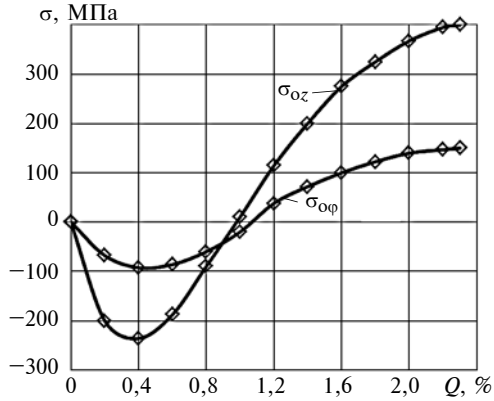


Рис. 2. Зависимости максимальных тангенциальных ($\sigma_{o\varphi}$) и осевых (σ_{oz}) остаточных напряжений в поверхностных слоях упрочненной заготовки от обжатия Q

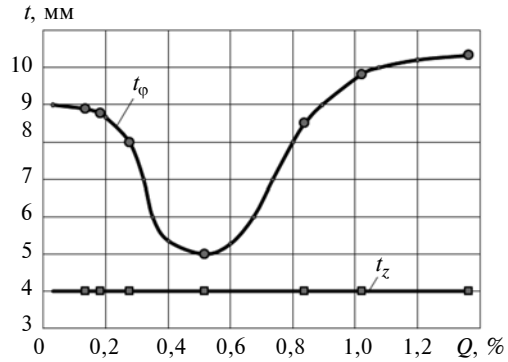


Рис. 3. Зависимости глубин тангенциальных (t_φ) и осевых (t_z) остаточных напряжений сжатия в периферийных слоях от обжатия Q

причем σ_{oz} почти в 2,5 раза больше $\sigma_{o\varphi}$. При $Q = 1$ % остаточные напряжения близки к нулю.

Расчетами было установлено, что глубина t остаточных напряжений сжатия имеет сложную зависимость от величины обжатия Q (рис. 3): при увеличении Q от 0,1 до 0,5 % глубина слоя с тангенциальными остаточными напряжениями сжатия уменьшается, а в диапазоне $0{,}6 > Q > 1{,}2$ % — увеличивается.

Моделирование изгибной жесткости в зависимости от обжатия

Эксперименты показали, что величина обжатия влияет на величину и характер распределения остаточных напряжений. По результатам экспериментов, используя компьютерную программу Ansys, получили зависимость изгибной жесткости валов от обжатия при охватывающем ППД по остаточным напряжениям. Исследовали изгибную деформацию стального гладкого вала длиной $l = 450$ мм и диаметром $d = 30$ мм при воздействии поперечной нагрузки $F = 300$ Н. Для моделирования использовали две схемы — растяжения (рис. 4, *а*) и сжатия (рис. 4, *б*). В первом случае исследовали остаточные напряжения сжатия в поверхностных слоях и напряжения растяжения во внутренних слоях, а во втором случае — остаточные напряжения растяжения в поверхностных слоях и напряжения сжатия во внутренних слоях [8]. Анализ полученных результатов показал, что на поверхности вала и в его центральной части в первом приближении остаточные напряжения равны по величине и противоположны по знаку, поэтому модель вала представлена в виде цилиндра, состоящего из сердечника и оболочки (втулки толщиной t).

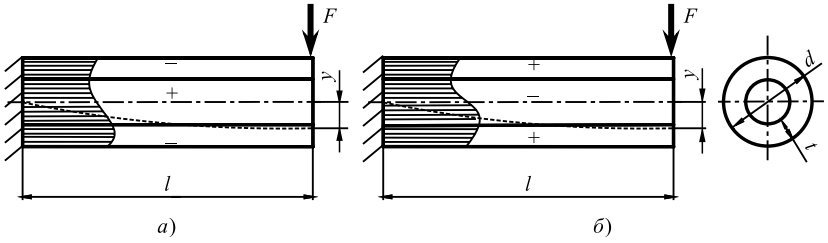


Рис. 4. Схемы определения зависимости изгибной жесткости длинномерных валов от обжатия на основании остаточных напряжений:

а — растяжение; *б* — сжатие

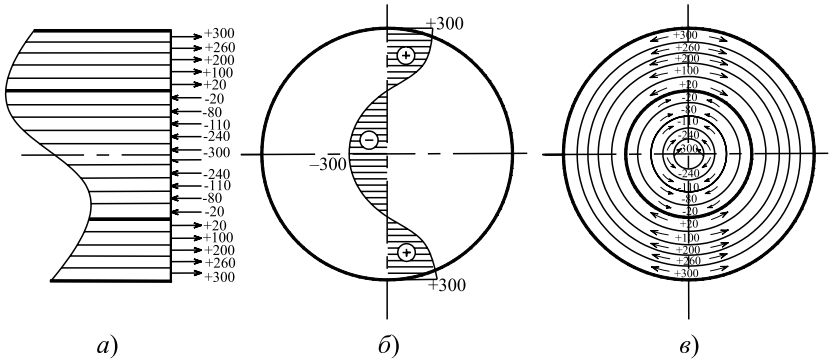


Рис. 5. Моделирование прогиба по реальным распределениям остаточных напряжений:

а — осевые напряжения; *б* — тангенциальные напряжения; *в* — пример распределения остаточных напряжений

При моделировании остаточных напряжений модель вала представили в виде тела, состоящего из тонкостенных трубок толщиной 0,2 мм (рис. 5). Каждую трубку нагружали растягивающим или сжимающим напряжением в соответствии с полученными экспериментальными значениями (см. рис. 1—3).

Максимальный прогиб вала при воздействии сосредоточенной силы определяли по формуле [4]

$$y_{\max} = \frac{Fl^3}{3EI_x^2}.$$

Полученная зависимость максимального прогиба вала от обжатия после охватывающего ППД показана на рис. 6.

Обжатие малой величины ($0{,}1 > Q > 0{,}4$ %) незначительно изменяет начальную жесткость вала. Это объясняется тем, что деформируются в основном микронеровности поверхностного слоя, а механические характеристики изменяются только на микроуровне, т. е. в отдельных зернах.

При увеличении обжатия с 0,4 до 1 % наблюдались уменьшения прогибов валов и имело место снижение остаточных напряжений сжатия в поверхностных слоях, т. е. для повышения жесткости стержневых изделий необходимо снижать остаточные напряжения сжатия в поверхностных слоях.

При $Q = 1 \div 2$ % прогибы валов увеличивались, однако в интервале $1{,}4 > Q > 2$ % прогибы несколько уменьшались по сравнению с максимальными значениями. Это объясняется тем, что при $Q > 1$ % на поверхности прутков возникают остаточные напряжения растяжения, а с увеличением обжатия максимальные осевые остаточные напряжения снижаются, а тангенциальные — возрастают. В работах [5, 6] установлено, что тангенциальные остаточные напряжения по схеме сжатия (см. рис. 4) повышают жесткость валов, а осевые напряжения оказывают обратное воздействие.

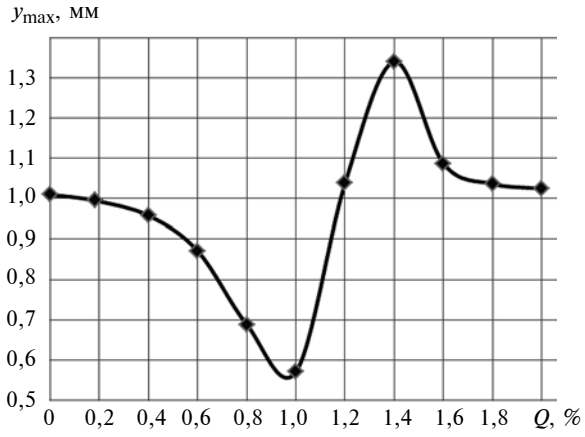


Рис. 6. Зависимость прогибов $y_{\max}$ цилиндрических образцов после охватывающего ППД от обжатия Q

УДК 621.951

С. В. КИРСАНОВ, д-р техн. наук, Р. С. ЦЫГАНКОВ, А. Е. ЯРНЫХ (Томский политехнический университет), e-mail: tsygankovrs@tpu.ru

Сверление центральных отверстий в плунжерных втулках топливных насосов ружейными сверлами с износостойкими покрытиями

Показано, что нанесение износостойких покрытий на рабочие части ружейных сверл повышает их стойкость и точность обработки, уменьшает шероховатость получаемых поверхностей.

Ключевые слова: ружейное сверло, стойкость, точность, шероховатость, износостойкое покрытие, плунжерная втулка.

It is shown, that application of wear resistant coatings on operating parts of gun drills increases their resistant and processing accuracy, decreases roughness of the obtained surfaces.

Keywords: gun drill, resistance, accuracy, roughness, wear resistant coating, plunger bushing.

В ООО "Роскомплект" (г. Барнаул) при изготовлении плунжерных втулок топливных насосов дизелей для центральных отверстий применяют ружейные сверла, затем выполняют термическую обработку, двойное хонингование и тройную доводку [1].

В настоящее время сверление ружейными сверлами не отвечает современным требованиям из-за значительных колебаний диаметральных размеров и шероховатости поверхностей получаемых отверстий, что увеличивает трудоемкость хонингования и доводки. Эксплуатация ружейных сверл показала, что для устранения недостатков обработки эффективно нанесение износостойких покрытий на рабочие части инструмента [2]. Были проведены исследования — в заготовках плунжерных втулок из стали ШХ15-В (ГОСТ 801—78) сверлили отверстия диаметром $D = 8{,}76^{+0{,}058}$ и длиной $L = 52{,}5$ мм на четырехшпиндельном станке BEM 84/0,25 глубокого сверления (фирма Schweizariche Industrie Gesellschaft, Швейцария) при неподвижной заготовке.

В качестве режущих инструментов использовали ружейные сверла (рис. 1) диаметром $d = (8{,}79h5)_{-0{,}006}$, изготовленные для данного исследования фирмой Botek (Германия) по заказу ООО "Трансет" (г. Санкт-Петербург) трех исполнений: 1) без покрытия (4 шт.); 2) с однослойным покрытием TiN (4 шт.); 3) с многослойным покрытием XT (4 шт.).

Режим сверления: скорость резания $v = 75$ м/мин ($n = 2730$ мин$^{-1}$); подача $S_о = 0{,}0288$ мм/об ($S_м = 78{,}6$ мм/мин); смазочно-охлаждающая жидкость (СОЖ) — МР-3 (ТУ 0258-041-57518521—2011); давление СОЖ $p = 5 \div 6$ МПа.

Сверлили заготовки до предельного износа инструментов, критериями которого являлись: сливная стружка, прижоги режущих кромок, характерный звук и повышенная разбивка отверстий. Затем сверла перетачивали и выполняли сверление. Это повторяли 3÷8 раз до полного разрушения инструмента.

Для измерения диаметров и шероховатости поверхностей получаемых отверстий отбирали первую, восьмидесятую и последнюю из просверленных каждым сверлом заготовок. Для измерения использовали нутромер повышенной точности фирмы Carl Zeiss (Германия) с ценой деления 2 мкм и трехмерный бесконтактный профилометр Micro Measure 3D Station (фирма STIL, Франция).

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 66)

Таким образом, предложен способ повышения изгибной жесткости длинномерных цилиндрических деталей путем формирования остаточных напряжений первого рода. Установлены зависимости остаточных напряжений и их распределения от величины обжатия при охватывающем ППД цилиндрических длинномерных деталей. Моделированием определено влияние обжатия на изгибную жесткость.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Зайдес С. А.** Охватывающее поверхностное пластическое деформирование. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2001. 309 с.

2. **Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В.** Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова думка, 1988. 736 с.

3. **Реслер И., Хардерс Х., Бекер М.** Механическое поведение конструкционных материалов. Долгопрудный: Издательский дом "Интеллект", 2011. 504 с.

4. **Зайдес С. А., Нгуен Ван Хуан.** Влияние остаточных напряжений на изгибную жесткость длинномерных валов // Вестник ИрГТУ. 2015. № 9. С. 45—49.

5. **Нгуен Ван Хуан.** Изменение изгибной жесткости длинномерных валов за счет формирования внутренних напряжений // Вестник науки и образования Северо-Запада России. 2015. Т. 1. № 2. С. 5—12.

6. **Нгуен Ван Хуан, С. А. Зайдес, Фам Дак Фыонг.** Моделирование изгибной жесткости валов в зависимости от остаточных напряжений // Вестник ИрГТУ. 2015. № 6. С. 15—19.

7. **Зайдес С. А.** Остаточные напряжения и качество калиброванного металла. Иркутск: ИрГТУ, 1992. 200 с.

8. **Зайдес С. А.** Охватывающее поверхностное пластическое деформирование. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2001. 309 с.

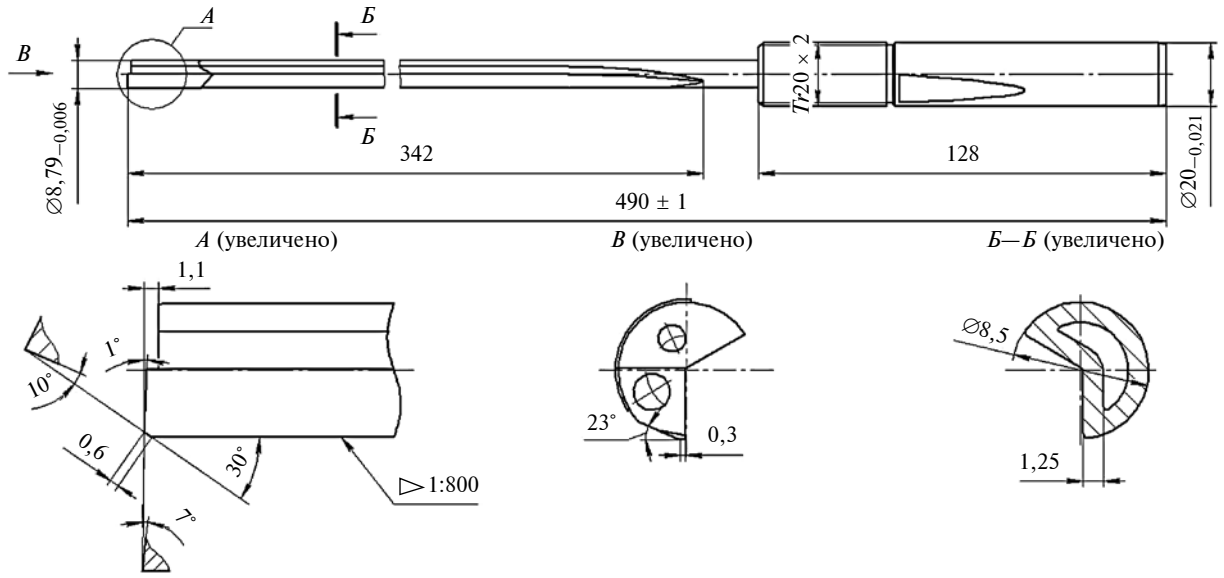


Рис. 1. Параметры ружейного сверла

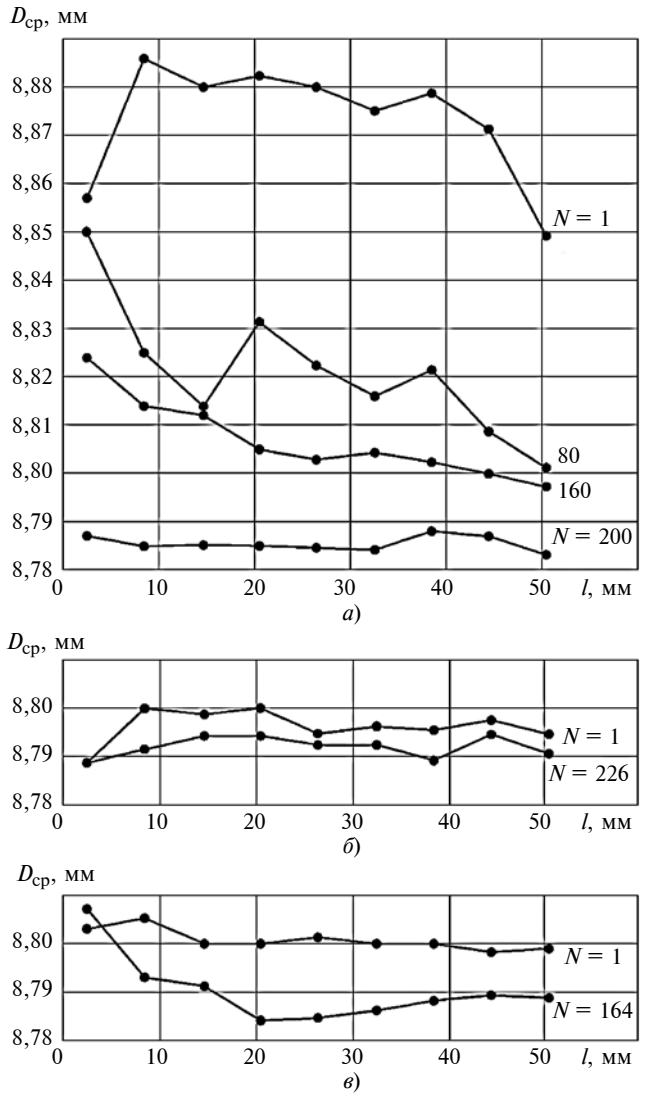


Рис. 2. Зависимости средних диаметров $D_{ср}$ отверстий в разных сечениях по длине L заготовки от числа N обработанных заготовок сверлами без покрытия (*а*), с покрытием TiN (*б*) и с покрытием XT (*в*)

Диаметры отверстий измеряли в девяти сечениях, равномерно расположенных по длине отверстий, и рассчитывали средние диаметры в каждом из сечений по формуле $D_{ср} = (D_{max} + D_{min})/2$, где D_{max} и D_{min} — предельные диаметры отверстий.

Перед измерением шероховатости отверстия в заготовках вскрывали фрезерованием для обеспечения доступа лазерного луча к контролируемой поверхности. Разрешающая способность профилометра по направлению сканирования составляла 1 мкм, скорость перемещения образца — 0,03 мм/с, длина трассирования (по рекомендациям ISO 4288—1996) — 3 мм. Для выделения показателя шероховатости использовали фильтрацию сигнала функцией Гаусса с шагом отсечки 0,8 мм. Параметр *Ra* шероховатости поверхностей отверстий измеряли в пяти местах на каждой заготовке и рассчитывали среднее значение ($Ra_{ср}$).

Сверлами без покрытия на указанном режиме было просверлено 4200 заготовок, с покрытием TiN — 8472; с покрытием XT — 9755; всего — 22 427 заготовок. Таким образом, стойкости сверл при использовании покрытия TiN увеличились в 2,02 раза, с покрытием XT — в 2,32 раза.

Зависимости средних диаметров отверстий по длине от числа N обработанных заготовок и вида износостойкого покрытия показаны на рис. 2. Их анализ показал: оба покрытия существенно уменьшают разбивку отверстий и повышают стабильность диаметров отверстий.

Анализ изменения параметра (рис. 3) *Ra* от числа N обработанных заготовок показал нестабильную закономерность. Однако по средним значениям этого показателя (для сверл без покрытия $Ra'_{ср}$ = 1,108, с покрытием TiN — $Ra'_{ср}$ = 0,485, с покрытием XT — $Ra'_{ср}$ = 0,748 мкм) установлено, что покрытие TiN снижает показатель шероховатости на 56,2 %, а покрытие XT — на 32,5 %.

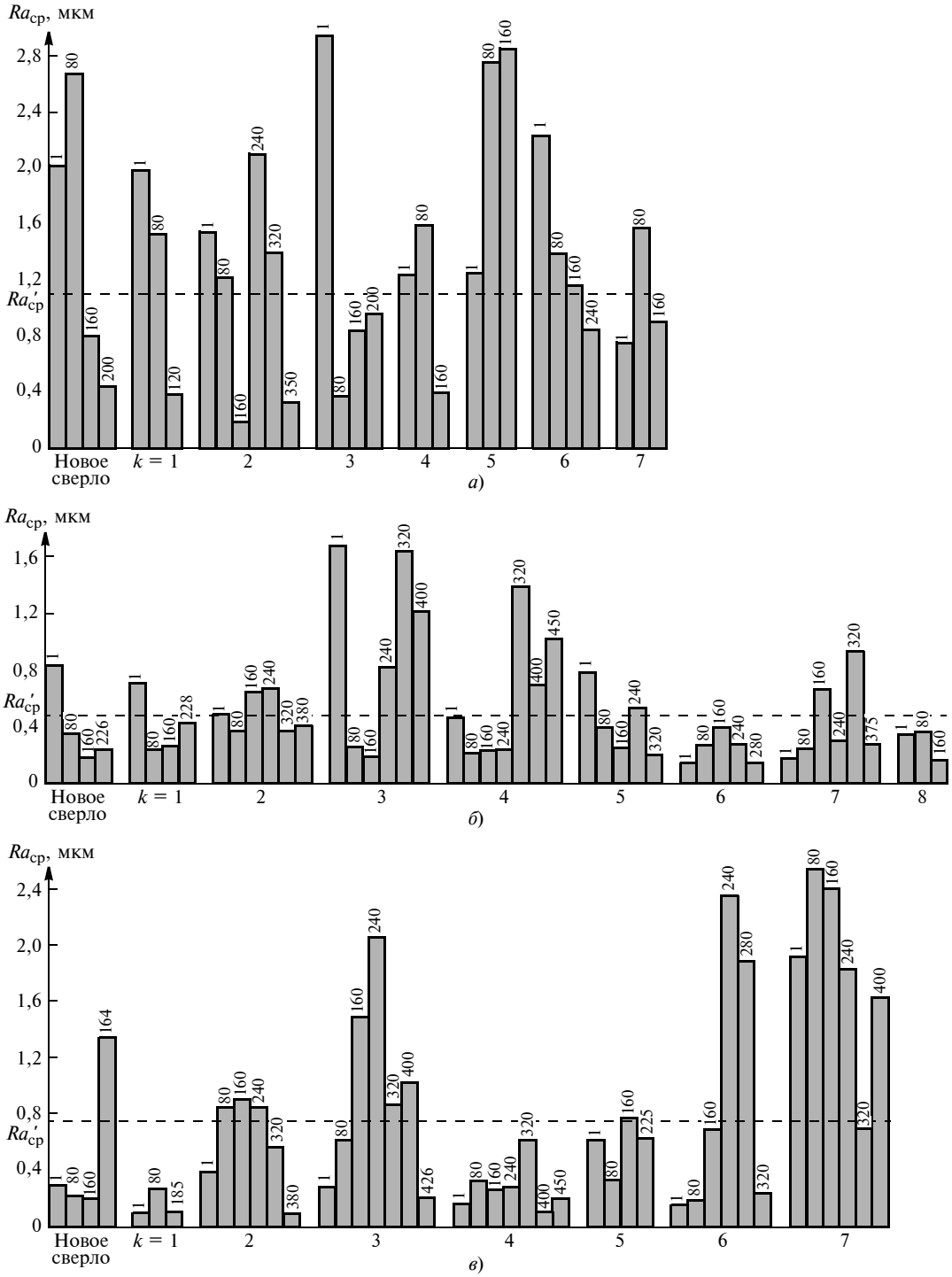


Рис. 3. Зависимости показателя *Ra* шероховатости поверхностей отверстий от числа *k* переточек и числа *N* обработанных заготовок (цифры над столбцами) сверлами без покрытия (*а*), с покрытием TiN (*б*) и с покрытием XT (*в*)

Таким образом, нанесение износостойких покрытий на рабочие части ружейных сверл увеличивает их стойкость, существенно уменьшает разбивку отверстий и повышает стабильность диаметральных размеров. Кроме того, снижается трудоемкость обработки центральных отверстий в результате замены двойного хонингования на одинарное.

Авторы благодарят руководства фирмы Botek (Германия) и ООО "Трансет" (г. Санкт-Петербург) за предоставленные для этого исследования ружейные сверла.

БИБЛИОГРАФИЧЕСИЕ ССЫЛКИ

1. **Павлючук А. И., Фефелов Н. А.** Технология точного аппаратуростроения. Л.: Машиностроение, 1977. 304 с.

2. **Кирсанов С. В., Бабаев А. С.** Точность и шероховатость поверхностей отверстий, полученных ружейными сверлами малых диаметров // Справочник. Инженерный журнал. Приложение. 2016. № 1. С. 18—24.

УДК 621.762

Ю. А. СОКОЛОВ, канд. техн. наук, Н. В. ПАВЛУШИН (ОАО "Электромеханика", г. Ржев),
С. Ю. КОНДРАТЬЕВ, д-р техн. наук (Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого),
e-mail: s5577@inbox.ru

Новые аддитивные технологии с использованием пучка ионов

Показаны новые возможности синтеза пучком ионов многокомпонентных композиционных материалов (КМ) с программируемой структурой из порошков разного химического состава. Предложена установка для реализации синтеза КМ.

Ключевые слова: порошковая металлургия, композиционный материал, синтез, пучок ионов, гранулы, массоперенос, газовая среда.

The new opportunities of synthesis by an ion beam of multicomponent composite materials (CM) with a soft structure from powders of different chemical composition are shown. The installation for implementation of CM synthesis is suggested.

Keywords: powder metallurgy, composite material, synthesis, ion beam, granules, mass transfer, gas medium.

Существующие технологии повышения прочности, твердости, износостойкости и теплостойкости материалов — напыление, наплавка защитных покрытий и др., во многом не удовлетворяют современным требованиям и не всегда обеспечивают длительную эксплуатацию ответственных технических объектов [1—7], особенно в авиационной, ракетно-космической и нефтехимической отраслях, развитие которых невозможно без создания новых конструкционных материалов [8—11]. Перспективным способом повышения эксплуатационных свойств конструкционных и инструментальных материалов является технология синтеза изделий ионным пучком (СИП). Технология СИП и разработка принципиально нового технологического оборудования для промышленной реализации процесса позволяет создавать композиционные материалы (КМ) из порошков разных химических составов с программируемой структурой и заранее прогнозируемыми свойствами [12—17].

Цель работы — анализ возможных технологических решений промышленной реализации синтеза принципиально новых порошковых и композиционных материалов с программируемой структурой.

Технология синтеза ионным пучком

По сравнению с широко распространенной технологией быстрого прототипирования лазерным или электронным лучом [4, 7, 12—15] получение КМ с использованием ионного пучка имеет значительные преимущества:

новые возможности формирования химического состава КМ, когда в качестве носителей используются ионы разных газов, которые при бомбардировке металлического порошка образуют новые химические соединения и модифицируют поверхность порошка;

существенное повышение точности изготовления изделий (размеры кроссовера ионного пучка при ускоряющем напряжении 120÷150 кВ достигают 1 мкм, что на два порядка меньше, чем у электронного пучка);

получение многокомпонентных сплавов из порошков разных химических составов;

использование при синтезе порошков химически активных тугоплавких металлов, так как процесс реализуется в вакууме;

формирование структуры КМ непосредственно во время синтеза изделия.

Разнообразие ионов, получаемых из дуаплазматрона, практически неограниченно. Многие металлы могут переходить в газообразное состояние при соединении с другими элементами таблицы Менделеева. Ионы можно получать не только из однокомпонентных газов (кислорода O_2, водорода H_2, азота N_2, аргона Ar, гелия He и др.), но и из многокомпонентных газов, например углекислого газа CO_2 (ионы C^- и O^-), фтористого бора BF_3 (ионы B^- и F^-), тетрафторида кремния SiF_4 (ионы Si^- и F^+), фторида фосфора PF_5 (ионы P^- и F^+) и др.

Рассмотрим возможные схемы формирования композиционного изделия с помощью ионного пучка.

1. Нанесение на поверхность изделия тонкой пленки методом термического испарения с последующей обработкой ее ионным пучком, плавление пленки, заполнение пор между частицами порошка более тугоплавкого металла (рис. 1).

2. Послойная бомбардировка ионами газа металлического порошка (рис. 2). Ионный пучок *2* перемещается по подложке или формируемому изделию со скоростью $v_{ск}$ сканирования, что эквивалентно действию (приложению) периодической тепловой нагрузки с длительностью импульса $d_о/v_{ск}$ ($d_о$ — диаметр пучка в месте контакта с по-

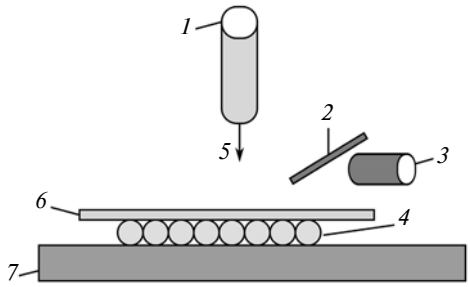


Рис. 1. Схема формирования на поверхности изделия тонкой пленки ионным пучком и термическим испарением:
1 — дуаплазматрон; *2* — проволока; *3* — испаритель; *4* — порошок; *5* — ионный пучок; *6* — пленка; *7* — подложка

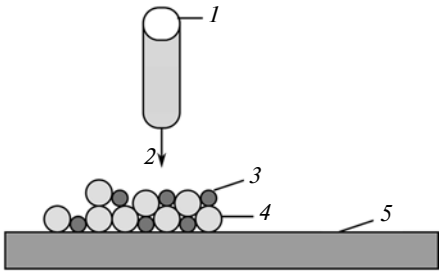


Рис. 2. Схема формирования слоя на поверхности изделия бомбардированием порошков ионным пучком:

1 — дуаплазматрон; *2* — ионный пучок; *3* — порошок первого химического состава; *4* — порошок второго химического состава; *5* — подложка

верхностью). К параметрам оперативного управления процессом относятся: сила тока $I_п$ пучка; скорость $v_{ск}$ сканирования пучка; диаметр пучка; шаг $s_{см}$ смещения пучка при сканировании; сканируемая площадь и углы отклонения ионного пучка.

Процесс СИП проходит в вакуумной камере, размеры которой определяются в основном максимальными размерами изделия. Схема дуаплазматрона с осцилляцией электронов приведена на рис. 3. Ноль ионного пучка находится на его оптической оси. Ускоряющее напряжение дуаплазматрона составляет, как правило, от 120 до 150 кВ и постоянно в течение всего технологического процесса.

При нагревании полого катода *1* до высокой температуры от нагревателя *2* происходит термоэлектронная эмиссия с образованием электронного облака и плазмы. Для предотвращения перегрева корпуса катодной камеры установлена экранная изоляция *3*. Возникает двойной электрический слой между плазмой и металлической поверхностью камеры катода. Через отверстие *4* катодной камеры промежуточным электродом *5* с положительным потенциалом 10÷15 В электроны извлекаются и ускоряются.

Ускоренные электроны ионизируют рабочий газ, поступающий через патрубок *6* в промежуточном электроде *5*, теряют энергию и попадают на его поверхность. Электроны, не провзаимодействовшие с атомами, пролетают через отверстие *7* в электроде *5*, отражаются электродом *8*, имеющим отрицательный потенциал, и летят в обратную сторону. Электроны и образовавшаяся плазма удерживаются на оси с помощью электростатических линз, образующихся поверхностями электродов, и магнитным полем электромагнита *9*.

Полученный электронно-плазменный шнур фокусируется на малом отверстии *7* промежуточного электрода *8*. В результате разности давлений в катодной части дуаплазматрона ($1{,}3 \cdot 10^1$ Па) и в рабочей камере установки ($1{,}3 \cdot 10^{-3}$ Па) плазма в виде шнура выталкивается в раздаточную чашу *10*. Ионы из плазмы извлекаются и ускоряются анодом *11*. Электрод *12*, регулирующий ионный ток и осуществляющий предварительную фокусировку ионов в пучок, представляет собой электрод Венельта, с помощью которого оперативно включается и отключается ток ионов. Дуаплазматрон установлен на изоляторе *13*. Фокусировка пучка осуществляется системой *14*.

Синтез КМ ионным пучком

Рассмотрим применение СИП для получения нового КМ, например, из порошков W и Al. При обработке порошка алюминия пучком ионов углерода C^+ из дуаплазматрона металл начинает плавиться с образованием карбида алюминия Al_4C_3 в виде твердой фазы — микрокристаллов двухфазной смеси чистого расплавленного алюминия Al с карбидом алюминия Al_4C_3, которая заполняет поры между частицами порошка вольфрама. В результате обработки слоя ионным пучком получаем КМ со следующими свойствами:

высокой механической прочностью, определяемой порошком вольфрама;

высокой жаропрочностью, материал сохраняет эксплуатационные свойства при высоких температурах (до 2000 °С);

высокой жаростойкостью, определяемой процентным содержанием порошка алюминия.

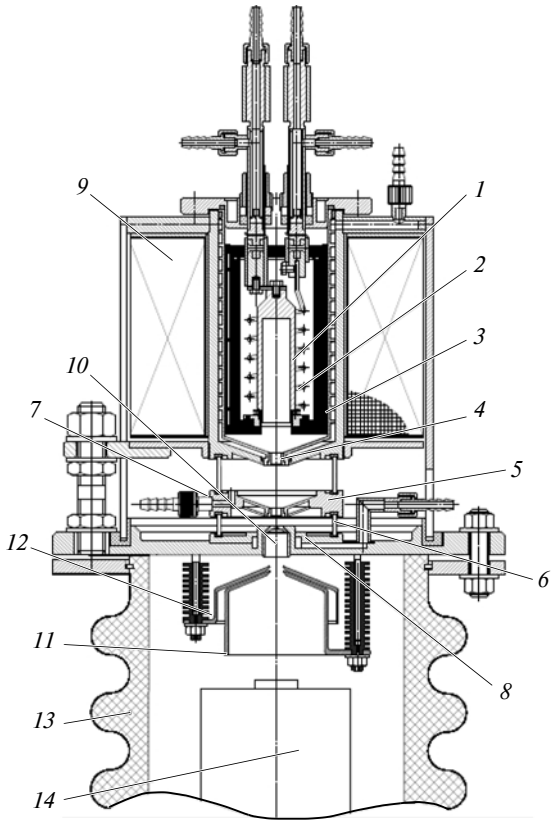


Рис. 3. Схема дуаплазматрона с осцилляцией электронов:

1 — полый катод; *2* — нагреватель; *3* — экранная изоляция; *4* — отверстие катодной камеры; *5* и *8* — промежуточные электроды; *6* — патрубок подачи рабочего газа; *7* — отверстие в промежуточном электроде; *9* — электромагнит; *10* — раздаточная чаша электрода; *11* — анод; *12* — электрод Венельта; *13* — изолятор; *14* — система фокусировки

Обработка порошка вольфрама ионами углерода позволяет получить карбид вольфрама с алмазоподобными свойствами. Формируется КМ со слоями: вольфрам — карбид вольфрама — оксид алюминия — карбид алюминия. Композиция приведена как пример универсальности технологии СИП, позволяющей формировать КМ из разных элементов таблицы Менделеева.

Схема формирования химического состава КМ по технологии СИП аналогична схеме получения бетона: частицы порошка вольфрама окружены жидким алюминием, который, как вода в бетоне, за счет сил смачивания и поверхностного натяжения удерживает порошок вольфрама в исходном положении. Карбид алюминия предотвращает окисление металлов и увеличивает интегральную площадь смачивания алюминием композиции $W + Al_4C_3$. Такой материал обладает повышенными механическими свойствами, высокими жаропрочностью и жаростойкостью.

Управление ионным пучком аналогично управлению электронным лучом, но отличается малым диаметром (от 0,1 мкм) кроссовера, что позволяет формировать изделие с точностью, равной диаметру частиц порошка.

При послойной бомбардировке металлического порошка ионами газа каждая элементарная ячейка (ЭЯ) нагревается за время перемещения ионного пучка над ней. Под ЭЯ подразумеваем выделенный объем размером $d \times d \times h$ (h — высота изделия и/или подложки). При прохождении ионного пучка над ЭЯ данный объем нагревается до температуры $T_{эя}$ и теряет тепло в результате радиационного теплообмена между соседними элементами и теплопередачи части тепла от соседних элементов при их нагревании ионным пучком.

Технология послойного синтеза изделий включает следующие основные этапы:

предварительный нагрев подложки до заданной температуры;

формирование специальной поддержки изделия (сетки), облегчающей демонтаж изделия от подложки;

синтез изделия, включающий нанесение слоя порошка, формирование внешнего и внутреннего контуров, предварительный нагрев слоя порошка на малом токе (спекание слоя для удерживания порошка при действии электромагнитных сил при обработке слоя большими токами), плавление порошка в определенном сечении изделия.

Предварительный прогрев подложки, создающий необходимые начальные тепловые условия для проведения синтеза, осуществляется сканированием поверхности ионным пучком. Необходимо выбрать способ сканирования и рассчитать параметры нагрева подложки ионным пучком до заданной температуры $T_{зад}$. Основная задача данного этапа — обеспечить равномерное температурное поле по всей поверхности подложки, что достигается выбором оптимального способа сканирования поверхности обработки: по строкам, по столбцам, по спирали или в случайном порядке. За время нагрева теплота источника распространяется по всей подложке.

Исходными параметрами СИП являются: расстояние между срезом дуаплазматрона и подложкой; материал и его размеры (длина × ширина × высота); размеры опор, на которые устанавливается подложка. Например, если подложка устанавливается на четырех цилиндрических опорах, можно говорить о радиационном теплообмене между подложкой и изделием, с одной стороны, и тепловыми экранами установки, с другой стороны.

Использование концентрированного потока ионов при СИП позволяет управлять структурой изделия. Обеспечивая локальное воздействие на ЭЯ, можно управлять формированием КМ с заданным локально и интегрально сочетанием порошков разного химического состава.

Технологию СИП можно применять для термической обработки как поверхностного слоя, так и в процессе синтеза изделия, формируя тем самым программируемую структуру, например, с упрочняющими фибрами. Управлять структурой материала можно, регулируя скорость нагрева, температуру, время выдержки при заданной температуре и скорость охлаждения.

При высоких скоростях нагрева и охлаждения (до 10^5 °С/с) формируется структура сплава с мелким зерном. Расстояние d между дендритными ветвями второго порядка в зависимости от скорости охлаждения определяется уравнением

$$d = a/v_{охл}^{n}, \qquad (1)$$

где a и n — постоянные; $v_{охл}^{n}$ — скорость охлаждения.

Скорость зарождения кристаллов возрастает с увеличением скорости охлаждения, что приводит к пропорциональному уменьшению размера зерен.

Повышение свойств КМ достигается корректировкой комбинации режимов синтеза изделий и термической обработки. Получение заданной структуры каждого слоя материала обеспечивается управлением силой тока пучка, скоростью сканирования, диаметром пучка в месте контакта с мишенью, временем импульса пучка, временем паузы.

Возможности аддитивной технологии СИП наплавкой

Принципиально новые возможности открываются при использовании ионного пучка в аддитивной технологии синтеза изделий наплавкой. Изделия по традиционной схеме получают последовательной наплавкой слоев материала с помощью электронного луча. После нагрева подложки до определенной температуры формируется первый слой изделия: в рабочую зону подается проволока, которая плавится под воздействием электронного луча. В ходе процесса необходимо обеспечить точ-

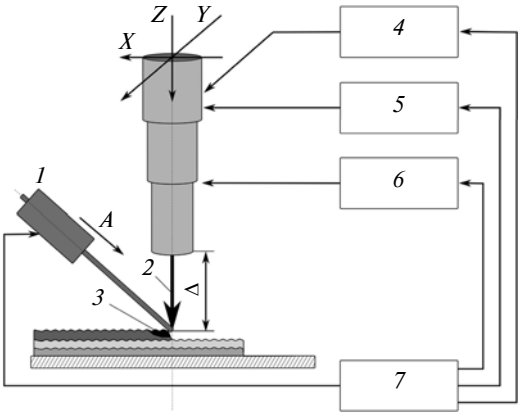


Рис. 4. Схема синтеза изделий наплавкой с применением дуаплазматрона:

1 — механизм подачи проволоки; *2* — управляемый зазор Δ; *3* — пучок ионов; *4* — ванна расплава; *5,* 6 и *7* — механизмы соответственно поперечного, продольного и вертикального перемещения; *8* — система управления; *h* — шаг перемещения

ное позиционирование проволоки относительно луча и стабильную ванну расплава для получения заданных размеров изделия. Форма и размер области плавления могут изменяться при переходе от одного слоя к другому.

Новый подход к получению композиционных изделий методом наплавки заключается во введении в технологию операции обработки поверхности ионным пучком (рис. 4). В зависимости от исполнения можно применить две схемы:

плавление проволоки осуществляют электронным лучом, а модификацию поверхности и финишную обработку — ионным пучком;

все операции выполняют с помощью ионного пучка.

В первом случае изделие синтезируется из материала проволоки, во втором — материал проволоки насыщается ионами газа, что позволяет получать изделия разного химического состава с программируемой структурой каждого волокна (валика). Изделие можно получать с применением импульсной или непрерывной термической обработки концентрированным пучком, формируя тем самым программно заданную структуру.

Основные параметры технологического процесса синтеза наплавкой: скорости наплавки и подачи проволоки; мощность, фокус и растр пучка; расстояние между концом проволоки и расплавом. Важной задачей управления является поддержание стабильного теплового баланса в рабочей зоне, несоблюдение которого приводит к изменению структуры, потере высоколегированных добавок, остаточным деформациям. Использование ионного луча позволяет существенно компенсировать влияние перечисленных негативных факторов. Ионный пучок по сравнению с электронным оказывает меньшее тепловое воздействие на материал и может отклоняться практически на любой угол магнитным полем. Последнее свойство ионного пучка позволяет использовать его не только для синтеза изделия, но и в качестве инструмента финишной размерной обработки изделия. На рис. 5 показаны примеры применения ионного пучка в качестве электронной фрезы, обеспечивающей механический съем металла до десятков микрон (рис. 5, *а*), и устройства для полирования поверхности изделия, позволяющего получить 14 класс чистоты (рис. 5, *б*).

При синтезе изделия последовательно формируются структура и химический состав каждого валика. В ходе процесса можно как изменять материал проволоки, так и осуществлять модификацию поверхностного слоя валика (волокна) с использованием источника высокоэнергетических ионов, что позволяет получать композиционные изделия с армированными аморфными волокнами для существенного повышения служебных свойств. К преимуществам вакуумных ионно-имплантационных технологий относится возможность внедрения в матрицу любого химического элемента, т. е. ионное легирование путем внедрения строго дозированного количества легирующих добавок, а также получение постоянных размеров обрабатываемой детали, отсутствие коробления, получение заданных профилей залегания легирующих элементов по глубине слоя. Ионная обработка позволяет изменять физико-химические, механические и эксплуатационные свойства слоев изделия в процессе синтеза.

На рис. 6 приведена схема имплантации слоя изделия ионами бора. Глубина модифицированного слоя составляет 0,1 мкм. Поверхность слоя модифицировали по программно заданному сечению с помощью дуаплазматрона. При достаточно высоких скоростях сканирования ионным пучком слои не расплавляются; ионы с большой энергией чисто механически глубоко внедряются в поверхность синтезируемого изделия. Это обусловлено тем, что энергия ионов равна $1{,}5 \cdot 10^5$ эВ, а энергия связи атомов в веществе порядка десятков электронвольт. При этом ионы, имеющие массу того же по-

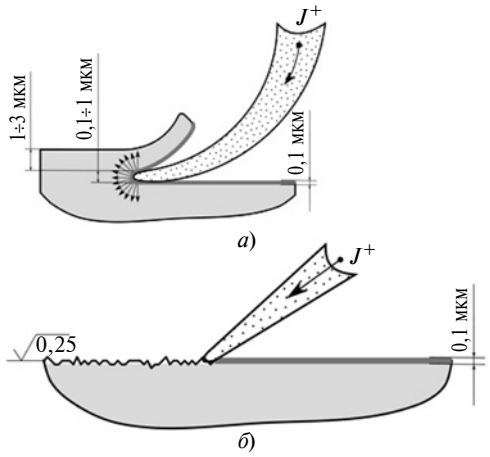


Рис. 5. Положения пучка ионов J^+ при фрезеровании (*а*) и полировании (*б*) поверхности

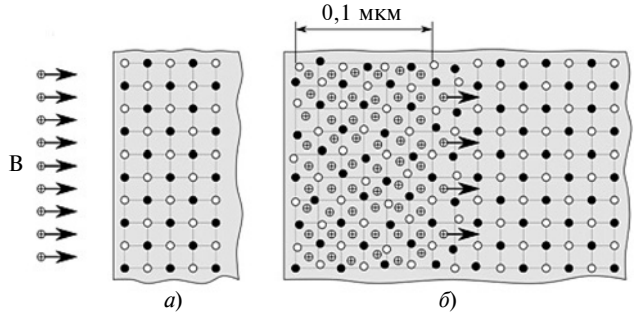


Рис. 6. Схема модификации поверхности до (*а*) и после (*б*) обработки пучком ионов бора B

рядка, что и атомы вещества, не просто смещают их, а вбивают в потенциальные ямы.

Модифицированный слой является абсолютно химически стойким, что определяет его уникальные физико-механические свойства. Разрушить это состояние термическим воздействием невозможно, поскольку теплового импульса атома недостаточно, чтобы преодолеть этот потенциальный барьер.

В качестве рабочего газа в технологическом процессе можно применять, например, ионы кремния Si^+, которые позволяют: получить аморфный слой с алмазоподобными свойствами; повысить жаростойкость; получить абсолютную химическую стойкость; повысить эрозионную стойкость; улучшить адгезионные характеристики (происходит механическое вбивание атомов покрытия высокоэнергетическими ионами в основу).

Выводы

1. Процесс синтеза ионным пучком позволяет получать новые КМ с программируемой структурой из порошков разного химического состава, включая порошки химически активных материалов.

2. В процессе синтеза ("роста") можно формировать заданную структуру изделия путем его локальной термической обработки ионным пучком, высокая энергия которого обеспечивает значительную скорость плавления слоя и небольшое время кристаллизации расплавленного металла, т. е. формирование изделия с высокими механическими и теплофизическими свойствами.

3. Предложенная установка обеспечивает широкие технологические возможности промышленного синтеза многокомпонентных КМ путем спекания и плавления порошка на одной установке.

4. Предложенные технические решения позволяют увеличить число методов управления структурой изделия, повысить управляемость и повторяемость параметров технологического процесса, исключить влияние субъективных факторов на процесс синтеза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Герман Рендалл М.** Порошковая металлургия от А до Я. Учебно-справочное руководство: Пер. с англ. О. В. Падалко и Г. А. Либенсон. М.: ИД "Интеллект", 2009. 336 с.

2. **Либенсон Г. А., Лопатин В. Ю., Комарницкий Г. В.** Процессы порошковой металлургии. Т. 2. Формование и спекание. М.: Изд-во МИСиС, 2002. 320 с.

3. **Рудской А. И., Кондратьев С. Ю, Кокорин В. Н.** Прессование гетерофазных увлажненных порошковых металлических смесей для повышения качества высокоплотных заготовок с использованием метода интенсивного уплотнения // Справочник. Инженерный журнал. 2011. № 6. С. 12—16.

4. **Кондратьев С. Ю., Горынин В. И., Попов В. О.** Оптимизация параметров поверхностно-упрочненного слоя при лазерной закалке деталей // Сварочное производство. 2011. № 3. С. 11—15.

5. **Исследование** процесса уплотнения при ультразвуковом воздействии на увлажненную порошковую среду / А. И. Рудской, С. Ю. Кондратьев, В. Н. Кокорин, Н. А. Сизов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. № 178. С. 148—155.

6. **Прессование** гетерофазных увлажненных железных порошков при использовании метода интенсивного уплотнения / А. И. Рудской, В. Н. Кокорин, С. Ю. Кондратьев и др. // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2013. № 5 (23). С. 13—20.

7. **Kondrat'ev S. Y., Gorynin V. I., Popov V. O.** Optimization of the parameters of the surface-hardened layer in laser quenching of components // Welding International. 2012. Т. 26. N. 8. P. 629—632.

8. **Акишин А. И., Стратилатова К. И.** Космическое материаловедение: методическое и учебное пособие. М.: МГУ, НИИЯФ им. Д. В. Скобельцина, 2007. 209 с.

9. **Влияние** условий деформации прокаткой на формирование ультрамелкозернистой структуры в двухфазном титановом сплаве, подвергнутом интенсивной пластической деформации / С. Л. Демаков, О. А. Елкина, А. Г. Илларионов и др. // Физика металлов и металловедение. 2008. Т. 105. № 6. С. 638—646.

10. **Кондратьев С. Ю., Швецов О. В.** Влияние высокотемпературных нагревов на структуру и свойства алюминиевых сплавов при изготовлении бурильных труб // Металловедение и термическая обработка металлов. 2013. № 4 (694). С. 24—30.

11. **Трансформация** структуры жаропрочного сплава 0,45C—26Cr—33Ni—2Si—2Nb при длительной высокотемпературной выдержке / А. И. Рудской, С. Ю. Кондратьев, Г. П. Анастасиади и др. // Металловедение и термическая обработка металлов. 2013. № 10 (700). С. 7—14.

12. **Рудской А. И., Кондратьев С. Ю., Соколов Ю. А.** Технология послойного электронно-лучевого синтеза порошковых изделий в вакууме // Заготовительные производства в машиностроении. 2014. № 8. С. 40—45.

13. **Особенности** моделирования процесса послойного синтеза изделий электронным лучом / А. И. Рудской, С. Ю. Кондратьев, Ю. А. Соколов, В. Н. Копаев // Журнал технической физики. 2015. Т. 85. № 11. С. 91—96.

14. **Соколов Ю. А., Кондратьев С. Ю., Лукьянов А. А.** Получение изделий из композиционных материалов методом электронно-лучевого синтеза и исследование их свойств // Заготовительные производства в машиностроении. 2015. № 2. С. 35—41.

15. **Рудской А. И., Кондратьев С. Ю., Соколов Ю. А.** Алгоритм и технологические процессы синтеза порошковых деталей электронным лучом в вакууме // Технология машиностроения. 2015. № 1. С. 11—16.

16. **Колбасников Н. Г., Кондратьев С. Ю.** Структура. Энтропия. Фазовые превращения и свойства металлов. СПб.: Санкт-Петербургский ГПУ, 2006. 363 с.

17. **Кондратьев С. Ю.** Механические свойства металлов: учебное пособие. СПб.: Санкт-Петербургский ГПУ, 2011. 128 с.

УДК 622.23.05

Г. В. БОРОВСКИЙ, канд. техн. наук, Л. И. КАМЕНЕЦКИЙ,
М. А. НАДОЛЬСКИЙ, Е. А. НЕГИНСКИЙ (ОАО "ВНИИИНСТРУМЕНТ"),
А. Р. МАСЛОВ, д-р техн. наук (МГТУ СТАНКИН), e-mail: vestnik@stankin.ru

Силовые характеристики процесса резания высокопрочных горных пород алмазным инструментом[1]

Исследован процесс резания гранита инструментом из поликристаллического алмаза с целью определения силовых показателей процесса, необходимых при проектировании стенда для испытаний, аттестации и сертификации породоразрушающего инструмента.

Ключевые слова: строгание, поликристаллический алмаз, сила резания, аттестация, сертификация.

The cutting process of a granite by a tool from a polycrystalline diamond with the purpose of determination of force characteristics of the process, required at design of a bench for testing, attestation and certification of a rock-cutting tool, is studied.

Keywords: chipping, polycrystalline diamond, cutting force, attestation, certification.

При добыче полезных ископаемых, залегающих в горных породах, применяют буровой инструмент на основе композиционных и наноструктурированных материалов [1, 2]. Для повышения эффективности использования породоразрушающего инструмента проводят его испытания, аттестацию и сертификацию. Для этого необходим стенд, обеспечивающий выполнение данных работ в лабораторных условиях.

Основой конструкции разрабатываемого стенда является режуще-измерительный блок (РИБ), оснащенный тепловыми датчиками для измерения температуры в зоне резания, тензометрическими датчиками для измерения силовых параметров, устройствами передачи динамометрической информации и средствами крепления испытываемых режущих элементов [3]. Для конструирования РИБ необходимо определить оптимальные расположение датчиков и способы их связи с аппаратурой для обработки результатов измерений [4].

Для того чтобы определить требуемую мощность привода стенда, исследовали силы резания при обработке гранита. Для этого использовали комплекс для изучения процессов резания, созданный на базе многоцелевого станка W528S фирмы Willemin Macodel (Швейцария).

Были изготовлены образцы для испытаний — режущие элементы в виде твердосплавного корпуса, на котором напаяна пластина из поликристаллического алмаза (ПКА) толщиной 2,3 мм (рис. 1). Использование ПКА в качестве режущих элементов обусловлено чрезвычайно высокими физико-механическими свойствами данного материала. Твердость ПКА в 5 раз превышает твердость сплавов, применяемых в породоразрушающем инструменте [5].

Внутри корпуса размещена термопара, подведенная к внутренней поверхности пластины из ПКА, на режущей кромке которой выполнена упрочняющая фаска 0,5×45° (рис. 2).

РИБ представляет собой державку с закрепленным механически режущим элементом (рис. 3). Державку инструмента устанавливали в шпинделе станка, бабку которого поворачивали по оси *C* на угол 20° относительно вертикали, а заготовку из гранита устанавливали в многокомпонентном динамометре Kistler 9257B, встроенном в станок [6]. Обработку осуществляли строганием пазов глубиной h = 0,5; 1,0; 1,5 и 2,0 мм на проход при подачах S = 0,05÷0,10 мм/дв.ход с постоянной скоростью v = 0,6 м/мин.

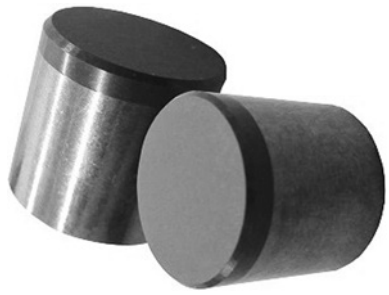


Рис. 1. Режущие элементы с ПКА

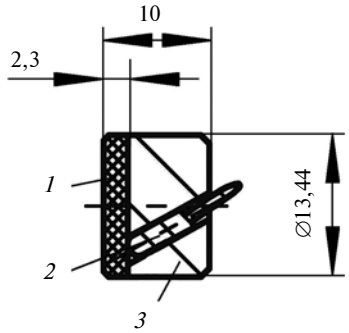


Рис. 2. Режущий элемент со встроенной термопарой:
1 — ПКА; *2* — термопара; *3* — корпус

[1] Работа выполнена в рамках прикладного научного исследования "Разработка методов и оборудования для аттестации и сертификации породоразрушающего инструмента" при финансовой поддержке Минобрнауки РФ по Соглашению № 14.579.21.0094 от 27.07.2015 г. (уникальный идентификатор ПНИ RFMEFI57915X0094).

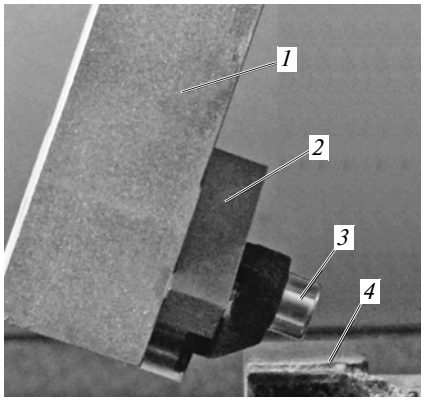


Рис. 3. Режуще-измерительный блок:
1 — державка; *2* — резец; *3* — режущий элемент с ПКА; *4* — заготовка из гранита

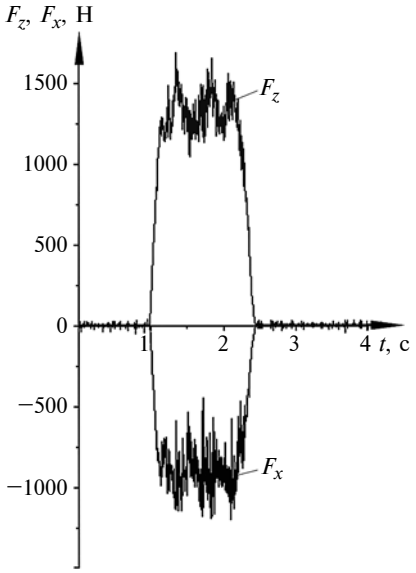


Рис. 4. Изменения составляющих F_x и F_z силы резания при 93-м проходе

Составляющие F_x и F_z силы резания измеряли многокомпонентным пьезоэлектрическим динамометром. Исследования податливости узлов оборудования по АЧХ показали, что динамическая жесткость динамометра достаточна для решения поставленной задачи [7].

Выполнена серия из 100 экспериментов с измерением составляющих силы резания. Это позволило проанализировать параметры процесса резания в заданном диапазоне параметров режима обработки. Пример изменения составляющих F_x и F_z силы резания в текущем времени t показан на рис. 4.

Гранит — анизотропный материал, что обусловливает разброс величин составляющих силы резания при обработке. Поэтому полученную информацию преобразовывали в массив данных, записанных в текстовом файле. Это позволило при их анализе применить конвертацию с помощью языка программирования систем управления реляционными базами данных Microsoft Visual FoxPro [8] в формат dbf.

По полученным результатам формировали поля значений составляющих F_x и F_z силы резания и время их записи с начала измерения. Эти данные конвертировали в формат xls для дальнейшей статистической обработки массивов данных и визуализации результатов.

Установлено, что для определения технических показателей испытательного стенда и проектирования РИБ наиболее значимой является составляющая F_z силы резания [9]. На рис. 5 приведены экспериментальные данные и зависимость составляющей F_z силы резания от числа N проходов.

По результатам экспериментов была сформирована база данных по составляющим силы резания при строгании гранита инструментом с пластинами из ПКА при разных режимах обработки. На основании полученной информации можно определить мощность привода разрабатываемого испытательного стенда для испытаний, аттестации и сертификации породоразрушающего инструмента.

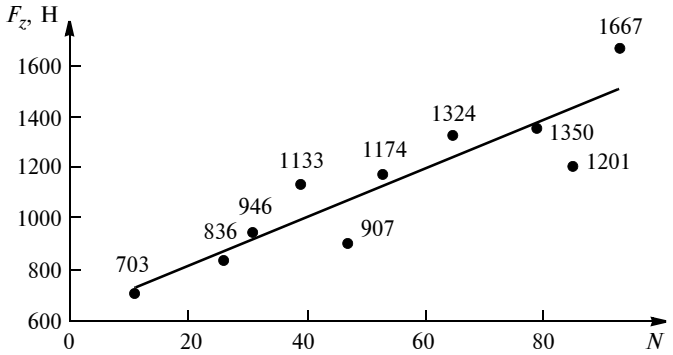


Рис. 5. Экспериментальные значения (•) и аппроксимирующая зависимость (—) составляющей F_z силы резания от числа TV проходов

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Боровский Г. В., Маслов А. Р.** Производство и рынок инструмента в России // Справочник. Инженерный журнал. 2010. № 4. Приложение. 24 с.
2. **Боровский Г. В., Григорьев С. Н., Маслов А. Р.** Современные технологии обработки материалов. М.: Машиностроение, 2015. 304 с.
3. **Козочкин М. П., Маслов А. Р., Порватов А. Н.** Инновационный аппаратно-программный комплекс для диагностирования высокотехнологичных систем // Инновации. 2013. № 10 (180). С. 128—131.
4. **Kozochkin M. P., Maslov A. R., Porvatov A. N.** Information-measurement and control systems for force and vibroacoustic parameters // Measurement Techniques, 2015. V. 58. N. 8. P. 839—844.
5. **Боровский Г. В., Григорьев С. Н., Маслов А. Р.** Справочник инструментальщика / Под общ. ред. А. Р. Маслова. М.: Машиностроение, 2007. 462 с.
6. **Борисов А. А., Маслов А. Р.** Программа спектрального анализа динамометрической информации при диагностировании состояния микроинструмента // Вестник МГТУ "Станкин". 2013. № 1. С. 87—88.
7. **Maslov A. R.** Analysis of experimental data on microcutting forces // Russian Engineering Research. 2015. V. 35. N. 7. P. 561—563.
8. **Шутенко Ю. Т.** Visual FoxPro для профессионалов. СПб.: БХВ-Петербург, 2009. 576 с.
9. **Ultraprecision** machining of brittle optical materials / G. V. Borovskii, M. A. Shavva, E. M. Zakharevich an et. // Russian Engineering Research. 2015. V. 35. N. 12. P. 883—886.

УДК 621.9.01: 621.793.18

Д. И. ВОЛКОВ, д-р техн. наук, С. Л. ПРОСКУРЯКОВ, С. С. ДРУЖКОВ, кандидаты технических наук
(Рыбинский ГАТУ им. П. А. Соловьева), e-mail: rmsi@rgata.ru

Применение модифицированных многофункциональных покрытий металлорежущего инструмента при токарной обработке высокопрочного чугуна

Приведены результаты модификации поверхностей металлорежущего инструмента методом физического осаждения покрытий для повышения его эффективности при токарной обработке высокопрочного чугуна.

Ключевые слова: высокопрочный чугун, токарная обработка, режущий инструмент, наноструктурированное покрытие, износостойкость.

The results of modification of metal cutting tool surfaces by method of physical deposition of coatings for improvement of its effectiveness at turning processing of a high-strength iron are presented.

Keywords: high-strength iron, turning processing, cutting tool, nanostructured coating, wear resistance.

Повышение производительности механообработки применительно к резанию труднообрабатываемых материалов на современном оборудовании по-прежнему имеет большое значение. Себестоимость такой обработки во многом определяется износостойкостью применяемого инструмента, а его совершенствование является весьма актуальной задачей.

Высокопрочный чугун, широко применяемый для деталей двигателей и трансмиссий строительно-дорожных машин, обладая высокими конструкционными свойствами, имеет в 2—3 раза более низкие показатели обрабатываемости, чем серый чугун. Традиционная скорость резания при точении серого чугуна СЧ25 составляет 250÷300 м/мин, а высокопрочного чугуна ВЧ45 — 100÷150 м/мин, что объясняется особенностями структуры рассматриваемого материала. Если графит в сером чугуне присутствует в виде чешуйчатых включений, что обеспечивает его хорошую обрабатываемость резанием, то в высокопрочном чугуне включения графита имеют шаровидную форму с оболочкой из карбида кремния, что значительно затрудняет обработку. Кроме того, высокопрочный чугун содержит больше кремния и легирующих элементов, образующих твердые карбиды, что также обусловливает его низкую обрабатываемость [1].

Рациональным направлением повышения производительности обработки, снижения расхода инструментального материала и его стоимости (особенно в сравнении с использованием дорогостоящих сверхтвердых инструментальных материалов) при лезвийной обработке является применение инструментов с износостойкими покрытиями [2—4]. Такие покрытия повышают поверхностную твердость и сопротивляемость режущего клина механическому изнашиванию и окислительным процессам, обеспечивают низкое химическое сродство с обрабатываемым материалом, следовательно, уменьшают коэффициент трения и интенсивность адгезионных процессов.

Значительное количество теплоты, выделяющееся при обработке высокопрочного чугуна, обусловливает необходимость создания защитного слоя на поверхности режущего инструмента, препятствующего разупрочнению инструментального материала. Как правило, на твердосплавные пластины методом химического осаждения (CVD) наносят многослойное покрытие толщиной ≈10 мкм, включающее в себя слой оксида алюминия Al_2O_3, который ввиду высокой химической стабильности не вступает в реакцию с чугуном и защищает основу твердосплавной пластины от перегрева. Однако производственные испытания показали, что для обработки высокопрочного чугуна резанием требуется более стойкое к абразивному изнашиванию покрытие, поэтому целесообразнее применять наноструктурированные многослойные покрытия, характеризующиеся высокой твердостью, теплостойкостью, прочностью межслойной адгезии и низкими модулем упругости и коэффициентом трения [5].

В данной работе исследовали режущие свойства инструментов с многослойно-композиционными покрытиями при точении высокопрочного чугуна ВЧ45. Цель исследований — повышение эффективности обработки высокопрочного чугуна нанесением на режущий инструмент разных наноструктурированных покрытий методом физического осаждения (PVD). Покрытия наносили в вакуумной установке UniCoat 400 периодического действия, предназначенной для ионно-плазменного синтеза покрытий методом дуального магнетронного распыления с высокой ионизацией плазмы. Использовали три базовых технологических процесса напыления покрытий: nc-TiN/nc-AlN (AlTiN), nc-TiAlN/α-Si_3N_4 (AlTiSiN) и AlCrN-nc (AlCrN) и две модификации напыления покрытия nc-TiAlN/α-Si_3N_4 как наиболее перспективного. В качестве распыляемых мишеней использовали пластины из титана ВТ1-0, алюминия АК12оч и хрома ЭРХ-1.

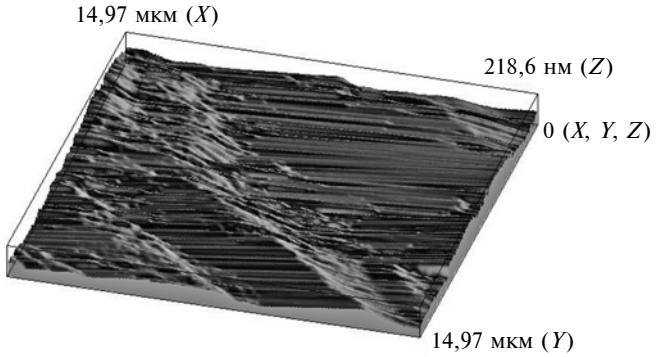


Рис. 1. Передняя поверхность инструмента со следами износа

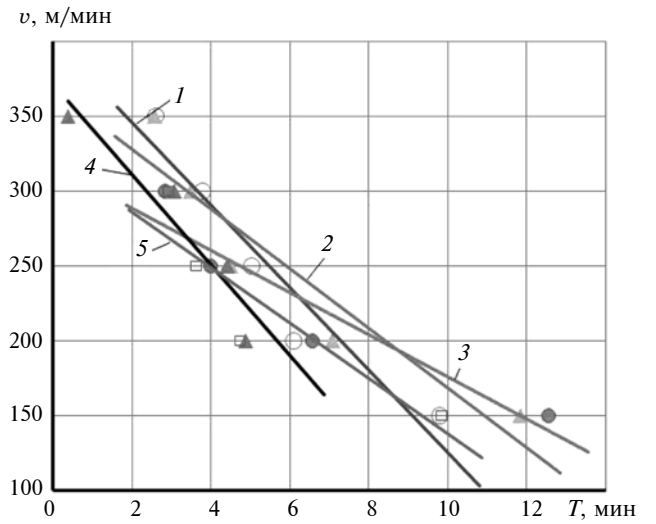


Рис. 2. Зависимости $v = f(T)$, полученные при испытаниях режущих пластин с CVD и PVD покрытиями и керамики ВОК-71 без покрытия:

1 — GC4225; *2* — VP10RT; *3* — UE6020; *4* — ВОК-71; *5* — YC10/AlSiTiN

Модифицированное покрытие получали оптимизацией стандартного технологического процесса их нанесения [6]. В данном случае цель оптимизации — минимизация газовых примесей в вакуумной камере, индикатором которых являются расход рабочего газа и величина натекания. Изменяя напряжения смещения и продолжительность ионной очистки, управляли температурой нагрева, при этом диапазон допустимых температур ограничивался продолжительностью операции. Интенсивность ионной очистки определяли по силе ионного тока и расходу рабочего газа. Для улучшения адгезии наносили металлический подслой толщиной ≈0,3 мкм. Напряжения смещения задавали равными 40÷50 В, чтобы получить плотную структуру покрытия и одновременно обеспечить его достаточно высокую адгезию к материалу подложки. Толщина покрытия определялась продолжительностью технологической операции. Методом математической оптимизации рассчитывали давление газа в вакуумной камере по максимальной скорости напыления в конкретных условиях [7]. Для предотвращения снижения скорости распыления реактивные стадии технологического процесса проводили при минимальных концентрациях азота.

Эксперименты подтвердили значимость параметров технологического процесса при нанесении покрытия и необходимость их правильного выбора для конкретных условий применения. На основании полученных результатов были разработаны технологии нанесения модифицированного наноструктурированного покрытия для упрочнения металлорежущего инструмента, применяемого, в том числе, при обработке высокопрочного чугуна.

Для исследований эффективности покрытий использовали токарный центр НТ-160 с ЧПУ, наноиндентометр Fisherscope HM2000S, инструментальный микроскоп МИМ-1 и другое оборудование. Например, механизм изнашивания режущих кромок изучали с помощью сканирующего мультирежимного микроскопа СММ-2000. На рис. 1 представлено обработанное на компьютере трехмерное изображение передней поверхности режущей пластины с признаками как адгезионного, так и абразивного износа: адгезионное взаимодействие наблюдается в зоне уже полностью изношенного покрытия, а характерные царапины находятся в переходной зоне, где покрытие еще присутствует, но уже повреждено твердыми фазами высокопрочного чугуна.

Для исследования продольного точения высокопрочного чугуна ВЧ45 использовали неперетачиваемые режущие пластины из композита на основе кубического нитрида бора (CBN), оксидно-карбидной минералокерамики (ВОК-71), металлокерамики (YNG151), одно- и двухкарбидных твердых сплавов (YD201 и YC10) с PVD покрытиями, а для сравнения — пластины GC4225 и UE6020 с покрытиями CVD (рис. 2). В настоящее время для рассматриваемых условий резания одними из лучших в мировой практике считаются PVD покрытия японских фирм: VP10RT (Mitsubishi) и AC410K (Sumitomo). Однако эксперименты показали, что по работоспособности износостойкие покрытия nc-TiAlN/α-Si_3N_4 и AlCrN-nc в ряде случаев не уступают зарубежным аналогам. Из исследованных пластин без покрытия (рис. 3) лучшую износостойкость имели пластины YC10, которые и были приняты в качестве подложки для экспериментов с износостойкими покрытиями.

Для сравнения работоспособности покрытий на рис. 4 приведены стойкостные зависимости, полученные при точении высокопрочного чугуна ВЧ45 пластинами YC10 с разными износостойкими покрытиями и пластинами из кубического нитрида бора. Эксперименты показали, что применение режущих пластин со всеми исследованными видами износостойких покрытий увеличивает в 2—2,5 раза срок службы инструмента при точении высоко-

прочных чугунов и способствует снижению расхода инструмента. При этом на скоростях резания до 150÷200 м/мин из PVD покрытий целесообразно использовать покрытие AlCrN-nc, обеспечивающее наименьший коэффициент трения по чугуну, а на более высоких скоростях — покрытие TiAlN/α-Si_3N_4.

Твердосплавные двухкарбидные режущие пластины YC10 с модифицированным покрытием AlSiTiN при точении чугуна ВЧ45 на скоростях 150÷300 м/мин изнашиваются меньше, чем пластины со стандартным покрытием. Для сравнения провели испытания резцов, оснащенных пластинами CBN, которые показали, что на малых скоростях резания они изнашиваются еще меньше, но на скоростях 550÷600 м/мин изнашивание становится примерно одинаковым.

При толщине среза, соизмеримой с радиусом скругления режущей кромки инструмента (чистовое точение), последний становится одним из важнейших параметров процесса резания [8]. Для его определения применили наиболее распространенный метод световых сечений, а также использовали профилограф-профилометр и прибор MikroCAD. Расхождение результатов не превысило 20 %, что меньше разброса величин радиуса вдоль режущей кромки. Величина радиуса значительно зависит от качества обработки режущей кромки, свойств инструментального материала (его природы, структуры, состава) и износа инструмента. Для твердых сплавов наибольшее влияние на первоначальную величину радиуса оказывают размеры карбидов.

Совершенствование технологии производства твердых сплавов, оптимизация их состава и структуры, например легирование карбидами хрома, позволяют получить радиус скругления режущей кромки в пределах нескольких микрометров и рекомендовать их для условий микрорезания. Была установлена динамика изменения радиуса во времени, в том числе при использовании износостойких покрытий. Как правило, уже в конце периода приработки величина радиуса стабилизируется на уровне, определяемом зернистостью сплава. При использовании сверхтвердых материалов, например пластин CBN, традиционно рекомендуемых для этих условий резания, интенсивность нарастания радиуса определяется почти исключительно увеличением износа инструмента. Это ограничивает допустимую величину их затупления и в некоторой степени их эффективность.

При дальнейшей разработке оптимизированного наноструктурированного PVD покрытия AlSiTiN для неперетачиваемых твердосплавных пластин учитывали большое значение параметров технологических процесса нанесения покрытия на формирование его рабочих характеристик [9, 10]. Чтобы правильно выбрать характеристики покрытия, подходящего для конкретных условий применения, необходимо корректировать процесс его получения. Это показали результаты ранее проведенного анализа теоретического и экспериментального определения рациональных режимов нанесения нанокомпозиционных покрытий.

Спецификой нанесения упрочняющего покрытия стала его модификация не столько увеличением продолжительности стадий технологического процесса, сколько корректировкой рабочих режи-

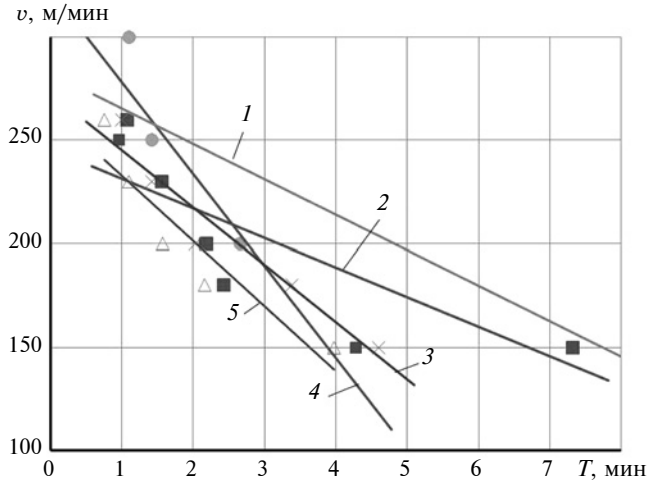


Рис. 3. Зависимости $v = f(T)$, характеризующие стойкость пластин без покрытия:

1 — YNG151/БП; *2* — YD210/БП; *3* — Mitsubishi CNNG-120412-GJ/RT9010; *4* — YC10/БП; *5* — Mitsubishi CNNG-120412-GJ/TF15; БП — пластина без покрытия

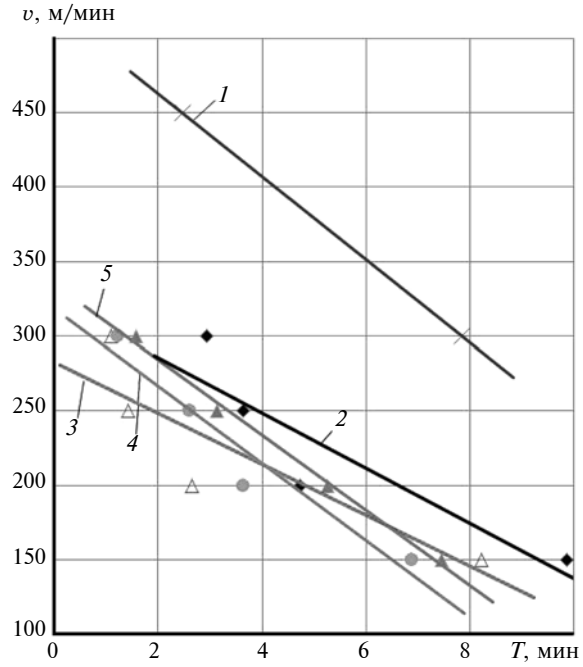


Рис. 4. Зависимости $v = f(T)$, характеризующие стойкость режущих пластин при точении чугуна ВЧ45:

1 — CBN; *2* — YC10/AlSiTiN; *3* — YC10/ БП; *4* — YC10/AlTiN; *5* — YC10/AlCrN; СОТС — 5 % MobilCut 230; $h_з$ = 0,25 мм; t = 1 мм; S = 0,15 мм/об; БП — пластина без покрытия

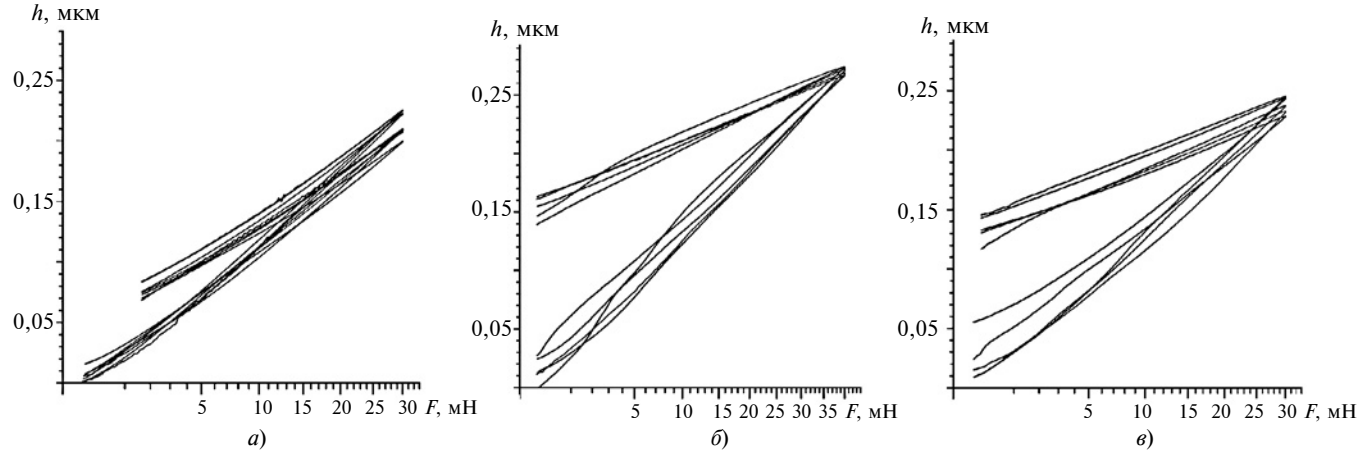


Рис. 5. Кривые нагрузки—разгрузки исследованных покрытия AlSiTiN*1,5h (*а*), пластин Sumitomo H1 без покрытия (*б*) и Sumitomo с покрытием AC410K (*в*)

мов: силы ионного тока, давления рабочего газа и концентрации реактивного газа. Получили две модификации покрытия TiAlN/α-Si_3N_4: AlSiTiN*1,5h и AlSiTiN*2h. Эти покрытия, нанесенные на пластины фирмы Sumitomo H1 и AC410K, подвергли испытаниям на определение механических параметров (рис. 5) и на износостойкость (рис. 6).

Полученные на наноиндентометре Fisherscope HM2000S [11] абсолютные значения твердости и модуля упругости покрытия AlSiTiN*1,5h, а также производных от них относительных комплексов, характеризующих стойкость к упругой (H_{IT}/E_{IT} = = 0,134) и пластической (H_{IT}^3/E_{IT}^2 = 0,81 ГПа) деформациям, позволили сделать вывод о его достаточно высоких качестве и рабочих свойствах (табл. 1). Измеряемыми параметрами являлись: H_{IT} — твердость индентора, ГПа; E_{IT} — приведенный модуль упругости, ГПа; n_{IT} — упругая часть инденторной работы, %; HU_{PL} — пластическая твердость, ГПа; HV — твердость по Виккерсу; HM — твердость по Мартенсу, ГПа; $h_{\max}$ — максимальное углубление индентора, мкм.

Характеристики пластин Sumitomo H1 и Sumitomo AC410K (табл. 2) оказались весьма близкими и гораздо ниже аналогичных характеристик пластин AlSiTiN*1,5h, что говорит не в пользу CVD покрытия.

Способность к упругой и пластической деформациям рассмотренных образцов более наглядно отражают кривые нагрзки—разгрузки (см. рис. 5). Для пластин с покрытиями CVD кривые заметно отличаются от кривых для пластин с покрытием PVD; их форма свидетельствует о способности индентируемого материала воспринимать нагрузку без разрушения, а после ее снятия восстанавливать первоначальную форму. Очевидно, что пластины Sumitomo H1 и Sumitomo AC410K уступают пластине YC10/AlSiTiN*1,5h.

Анализ эффективности покрытий в условиях чистового резания (см. рис. 6) показал, что в большинстве случаев наноструктурированные покрытия менее эффективны по сравнению с традиционными многослойными покрытиями толщиной 10÷20 мкм. В частности, многослойное CVD покрытие TiCN—Al_2O_3—TiN сохранялось на радиусном участке режущего клина значительное время после его разрыва на передней и задней поверхностях инструмента, что способствовало повышению стойкости резца до 3 раз. При этом слой TiCN повышает сопротивляемость адгезионно-усталостному изнашиванию задней поверхности твердосплавного инструмента, минералокерамика до 1,5 раз увеличивает его поверхностную твердость, а наружный слой TiN пластичен и пассивен по отношению к чугунам, что повышает сопротивляемость инструмента физико-химическим видам изнашивания.

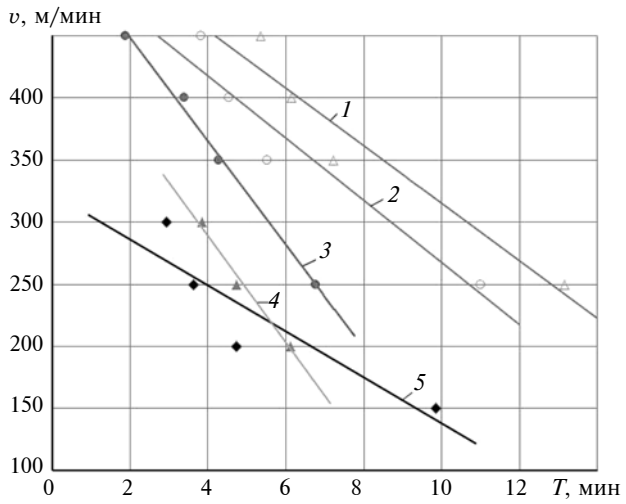


Рис. 6. Зависимости $v = f(T)$, характеризующие стойкость модифицированных покрытий PVD и CVD при чистовом резании:
1 — Simitomo AC410K; *2* — Simitomo H1/AlSiTiN*1,5h; *3* — YC10/AlTiSiN*1,5h; *4* — YC10/AlTiSiN*2h; *5* — YC10/AlSiTiN

С другой стороны, наноструктурированные износостойкие покрытия малой толщины не только уменьшают радиус скругления режущего клина по сравнению с традиционными покрытиями, но и существенно стабилизируют его изменение во времени [6, 8]. По-видимому, для определения технологических границ эффективности применения разных покрытий требуются дополнительные исследования.

Следует отметить, что характер наноиндентирования покрытий противоречит стойкостным испытаниям. Это можно объяснить значительным превосходством механических характеристик PVD покрытий перед CVD покрытиями, что связано с углублением индентора в исследуемые образцы покрытий на глубину порядка 250 нм. Если на этой глубине поверхностного слоя покрытия PVD наблюдается наилучшая структура и полностью отсутствует влияние материала подложки на показания наноиндетора, то у покрытия CVD исследовали только внешний слой TiCN, который, несмотря на его защитные свойства, характеризуется низкими твердостью и упругостью. Окончательные выводы о работоспособности разных покрытий можно делать лишь после испытаний на износостойкость.

Таким образом, инструментом с покрытием AlSiTiN*1,5h можно осуществлять точение высокопрочного чугуна ВЧ45 на скоростях резания, в 3 раза превышающих скорости резания инструментом без покрытия и в 2 раза — инструментом с базовым покрытием AlSiTiN, нанесенным по оригинальной PVD технологии.

Модифицированное покрытие AlSiTiN*1,5h также показало лучшую работоспособность (увеличение стойкости в 1,5 раза) по сравнению с покрытием AlSiTiN*2,0h.

Модифицированное PVD покрытие AlSiTiN*1,5h по стойкости сопоставимо с CVD покрытием и рекомендуется при скорости резания 250÷450 м/мин.

Таблица 1

Механические параметры покрытия AlSiTiN*1,5h

Показатель	H_{IT}, ГПа	E_{IT}, ГПа	n_{IT}, %	HU_{PL}, ГПа	HV	HM, ГПа	h_{max}, мкм
Среднее значение	44,9	334,4	78,2	63,7	4244	24,9	0,214
Доверительный интервал	3,9	35,1	2,2	6,3	368	2,2	0,009
Среднеквадратическое отклонение	4,2	38,0	2,4	6,8	397	2,4	0,01
Коэффициент вариации, %	9,4	11,4	3,1	10,8	9,4	9,5	4,7
Число измерений	7	7	7	7	7	7	7

Таблица 2

Механические параметры пластин Sumitomo H1 без покрытия (числитель) и Sumitomo AC410K (знаменатель)

Показатель	H_{IT}, ГПа	E_{IT}, ГПа	n_{IT}, %	HU_{PL}, ГПа	HV	HM, ГПа	h_{max}, мкм
Среднее значение	23,4/23,3	508,4/431,5	44,4/46,2	25,3/25,6	2213/2201	20,7/20,3	0,27/0,237
Доверительный интервал	1,2/2,4	75,6/28,8	6,6/5,6	1,9/3,0	114,5/223	0,56/1,5	0,004/0,009
Среднеквадратическое отклонение	0,98/1,9	60,9/23,2	5,4/4,5	1,5/2,4	92,2/180,0	0,46/1,20	0,003/0,007
Коэффициент вариации, %	4,2/8,2	12,0/5,4	12,1/9,8	6,1/9,5	4,2/8,2	2,2/5,9	1,1/2,9
Число измерений	5/5	5/5	5/5	5/5	5/5	5/5	5/5

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Производство** отливок из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом / А. И. Беляков, А. А. Жуков, А. А. Беляков и др. Рыбинск: РГАТА, 2005. 281 с.
2. **Ducros C.**, **Benevent V.**, **Savchette F.** Deposition, characterisation and mashining performance of multilayer PVD coatings on cemented carbide cutting tools // Surface and Coatings Technology. 2003. V. 163—164. P. 681—688.
3. **Mayrhofer P. H.**, **Willmann H.**, **Mitterer C.** Recrystallisation and grain growth of nanocomposite Ti-B-N coatings // Thin Solid Films. 2003. V. 440. P. 174—179.
4. **Arndt M.**, **Kacsich T.** Performance of new AlTiN coatings in dry and high speed cutting // Surface and Coating Technology. 2003. V. 163—164. P. 674—680.
5. **Верещака А. С.**, **Верещака А. А.**, **Григорьев С. Н.** Многослойно-композиционные наноструктурированные покрытия для режущих инструментов, работающих в тяжелых условиях // Упрочняющие технологии и покрытия. 2012. № 12. С. 3—11.
6. **Волков Д. И.**, **Проскуряков С. Л.**, **Дружков С. С.** Повышение эффективности токарной обработки высокопрочных чугунов за счет PVD модификации рабочих поверхностей инструмента // Вестник РГАТУ. 2014. № 4 (31). С. 58—62.
7. **Дружков С. С.** Математическое моделирование процесса магнетронного распыления // Вестник УГАТУ. 2013. Т. 17. № 8 (61). С. 128—133.
8. **Рыкунов А. Н.**, **Волков Д. И.**, **Проскуряков С. Л.** Особенности применения наноструктурированных износостойких покрытий при токарной обработке высокопрочных чугунов // Тр. Междунар. науч.-техн. конф. "Современные наукоемкие технологии, оборудование и инструменты в машиностроении" (МТЕТ-2014). СПб: Изд-во ПУ, 2014. С. 109—117.
9. **Vriens L.** Energy balance in low — pressure gas discharges // J. Appl. Phys. 1973. V. 44. N. 9. P. 3980—3989.
10. **Chen F.** Industrial applications of low-temperatures plasma physics // Phys. Plasmas. 1995. V. 2. N. 6. P. 2164—2175.
11. **Система** для измерения микротвердости с программным обеспечением WIN-HCU: Руководство по эксплуатации FISCHERSCOPE HM 2000. Helmut Fisher GmbH + Co.KG, 2010. 121 с.

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.3

В. С. ЛАГУТА, канд. техн. наук (ООО "Институт производственных исследований", г. Москва),
e-mail: institut@imail.ru

Ранжирование показателей функционирования для принятия решения по выбору вариантов построения производственного процесса на участке механообработки

Для определения оптимального решения при модернизации производственного участка мелкосерийного производства предложен метод экспертных оценок. Наиболее значимый показатель найден ранжированием комплекса показателей функционирования производственного объекта.

Ключевые слова: предприятие, экспертная оценка, показатель функционирования, неопределенность выбора, ранжирование.

For determination of an optimal solution at modernization of a production area of small-scale manufacture the expert assessment method is suggested. The major index is determined by ranking of complex of performance indices of a manufacturing entity.

Keywords: enterprise, expert assessment, performance index, generality of choice, ranking.

На современных производствах решаются задачи, связанные как с плановыми мероприятиями, так и с форс-мажорными обстоятельствами. Поэтому желательно иметь как можно более точное представление о значимых планируемых показателях конечного состояния производства. Если текущее состояние производственного объекта можно фиксировать, например, с помощью технологического аудита, то будущее производственной системы можно оценить только с определенным приближением. Неопределенность состояния производства в перспективе может привести к прямо противоположным результатам относительно планируемых и даже к банкротству предприятия.

Оценка функционирования производственного объекта осуществляется посредством системы расчетных показателей — нормативных, например финансовых (ликвидность, окупаемость, фондоотдача и т. п.), эксплуатационных (коэффициент загрузки оборудования, степень резервирования и т. д.), оценочных (стоимость оборудования, капитальные затраты, суммы кредиторской/дебиторской задолженности и т. п.).

Формирование системы показателей зависит от подхода к принятию решения при проектировании или модернизации как всего производства, так и отдельного производственного участка.

Принятие решения основывается на комплексной оценке системы показателей, при этом целевая функция (или критериальная оценка) требует количественной оценки составляющих (показателей), т. е. их ранжирования. Это позволяет поэтапно уменьшать общую неопределенность выбора оптимального решения.

Процедура ранжирования показателей функционирования производственного объекта состоит из следующих этапов:

1) формирование перечня показателей;

2) формирование группы экспертов и их оценка значимости каждого показателя;

3) обработка полученных результатов.

Проведенные исследования показателей функционирования производственных объектов выполняли на основании оценочных данных, представленных специалистами ОАО "Авиаагрегат" (г. Самара), ОАО "ВНИИИнструмент" (г. Москва), кафедры "Компьютеризированные системы автоматизации" МГТУ им. Н. Э. Баумана и ООО "Институт производственных исследований" (г. Москва).

Формирование перечня показателей функционирования производственного участка

Поставленная задача решалась для мелкосерийного производства, выпускающего высокотехнологичную продукцию авиационного назначения. По плану развития ОАО "Авиаагрегат", изготовляющего стойки авиационных шасси с приводом, намечен одновременный выпуск нескольких десятков типоразмеров данных стоек. При этом за месяц на участке механической обработки выполняются десятки тысяч операций.

Формированием системы значимых для аналогичных производств показателей занимались специалисты МВТУ им. Н. Э. Баумана под руководством профессора В. Ф. Горнева [1, 2]. В результате был составлен перечень показателей, значения которых представляли собой усредненные величины по совокупности изделий, подлежащих обработке на рассматриваемом производственном участке. В данном случае под изделием понимается

объект производственного процесса — деталь, деталь-представитель, передаточная партия, т. е. объект, подлежащий обработке на оборудовании участка, с учетом которого формируются требования к оборудованию в соответствии с маршрутом технологического процесса, а именно наличие соответствующих приспособлений, инструмента, управляющих программ и т. п.

Перечень значимых показателей функционирования участка механической обработки

1. Продолжительность производственных циклов (ДПЦ) по изделиям, ч.
2. Производительность (Пр) по изделиям, шт./ч.
3. Коэффициент ($К_з$) загрузки оборудования.
4. Производительность ($Пр_{нор}$) по изделиям, нормо-ч/ч.
5. Удельные приведенные затраты (УПЗ), руб./изд.
6. Объемы незавершенного производства (НЗП) по изделиям, шт.

Рассмотрим некоторые особенности представленной группы показателей. При реконструкции производства с целью использования передового оборудования (следовательно, еще не апробированного на данном заводе) технологию изготовления продукции в перспективе можно представить только ориентировочно, как проектную разработку. Имеющийся производственный процесс ориентируется на нормативную технологию, реален, но тоже имеет отклонения в показателях.

С позиций принятия решения важно оценить их эффективность в сравнении с нормативной технологией. Поэтому будем ориентироваться на относительную производительность — отношение времени, затраченного по нормативной технологии, к времени, которое потребуется для получения того же результата с использованием нового оборудования, нормо-ч/ч.

Оценить нормативную и проектную технологии по всей номенклатуре изделий не представляется возможным, так как число детале-операций исчисляется десятками тысяч. Поэтому в предложенной системе показателей используются усредненные данные, например средние приведенные затраты — суммарные производственные издержки, отнесенные к общему числу изделий, выпущенных за тот же период.

Формирование группы экспертов и экспертные оценки значимости каждого показателя

В группу экспертов вошли пять специалистов предприятия, непосредственно работающих на модернизируемом предприятии, и четыре эксперта со стороны, имеющих необходимую квалификацию в области автоматизации переналаживаемого машиностроительного производства.

В качестве метода ранжирования было принято прямое ранжирование показателей, представленных на экспертизу [3, 4].

Для подтверждения статистической значимости полученных результатов для каждого ранжирования вычисляется коэффициент W конкордации, определяющий согласованность мнений экспертов [3]:

$$W = \frac{12S}{m^2(n^3 - n)},$$

где m — число экспертов в группе; n — число факторов; S — сумма квадратов разностей рангов (отклонений от среднего).

Результаты ранжирования исследуемых показателей по индивидуальной оценке каждого эксперта представлены в табл. 1. Коэффициент конкордации в данном случае составил $W = 0{,}13$.

Полученные значения сравнивают с критическим значением по критерию Пирсона [3, 4]. Если статистическая значимость не подтверждается, то результаты ранжирования аннулируют.

Анализ полученных результатов

Так как экспертная группа составлена из специалистов завода (5 человек) и экспертов, приглашенных из других организаций (4 человека), проанализируем их ранжирование показателей по каждой подгруппе в отдельности (табл. 2 и 3) и определим для каждого случая коэффициент согласо-

Таблица 1

Результаты ранжирования показателей при $W = 0{,}13$

Показатель	Э1	Э2	Э3	Э4	Э5	Э6	Э7	Э8	Э9	Сумма	Ранг
ДПЦ	4	5	5	1	2	2	1	1	1	22	1
ПР	3	1	6	5	3	3	4	5	3	33	4
$К_з$	6	3	2	4	1	1	6	4	5	32	3
$Пр_{нор}$	2	2	1	3	4	4	2	3	6	27	2
УПЗ	1	4	3	6	5	5	5	6	2	37	5
НЗП	5	6	4	2	6	6	3	2	4	38	6

Таблица 2

Результаты ранжирования показателей экспертами завода при $W = 0{,}31$

Показатель	Э2	Э3	Э4	Э5	Э6	Сумма	Ранг
ДПЦ	5	5	1	2	2	15	4
ПР	1	6	5	3	3	18	3
$К_з$	3	2	4	1	1	11	1
$Пр_{нор}$	2	1	3	4	4	14	2
УПЗ	4	3	6	5	5	23	5
НЗП	6	4	2	6	6	24	6

Таблица 3

Результаты ранжирования показателей экспертами сторонних организаций при $W = 0{,}36$

Показатель	Э1	Э7	Э8	Э9	Сумма	Ранг
ДПЦ	4	1	1	1	7	1
ПР	3	4	5	3	15	5
$К_з$	6	6	4	5	21	6
$Пр_{нор}$	2	2	3	6	13	2
УПЗ	1	5	6	2	14	3
НЗП	5	3	2	4	14	4

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 67.02

И. ДЕКЕР, д-р физ. наук (KNUTH Werkzeugmaschinen GmbH, г. Васбек, Германия), e-mail: knuth-russland@yandex.ru

Современные технологии раскроя металла лазером

Рассматривается использование лазера для повышения эффективности раскроя металла и сокращения производственных затрат.

Ключевые слова: раскрой металла, волоконный лазер, CO_2-лазер, установка лазерной резки, оптимизация, экономия.

The application of laser for effectiveness improvement of metal pattern cutting and manufacturing costs saving is considered.

Keywords: metal pattern cutting, fiber laser, CO_2-laser, laser cutter, optimization, economy.

При раскрое листовых металлов все большее применение находят волоконные лазеры, особенно эффективные для раскроя коррозионно-стойких сталей, алюминиевых и медных сплавов. Рассмотрим функциональные особенности волоконного лазера, отличающие его от широко используемого на производстве CO_2-лазера, и современные установки для лазерной резки модельного ряда LASER-JET фирмы KNUTH Werkzeugmashinen GmbH (Германия). Это высокотехнологичное металлообрабатывающее оборудование, которое присутствует на российском рынке с 2000 г. и работает на многих крупных предприятиях.

Сравним возможности волоконного лазера и CO_2-лазера. Излучение волоконного лазера лучше поглощается металлами, чем излучение CO_2-лазера. Длина луча волоконного лазера в 10 раз короче луча CO_2-лазера, поэтому возможно его более

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 84)

ванности мнений экспертов. По результатам ранжирования только экспертами завода коэффициент конкордации составил 0,31, а по другой группе экспертов — 0,36.

В экспертную группу из девяти человек входят четыре специалиста с опытом преподавательской деятельности в московских и самарских вузах со специализацией по автоматизации и управлению производственными системами, знания которых в этой области научно обоснованны и основываются на последних исследованиях. Результаты ранжирования данных экспертов приведены в табл. 4.

Проанализируем полученные результаты.

Предложенная в 1990-е годы система показателей функционирования производственного участка, которую ранее рассматривали только в теоретическом аспекте при проектировании гибких производственных систем, была принята для оценки предлагаемых решений при реконструкции современного завода.

Таблица 4

Результаты ранжирования показателей экспертами с опытом научно-преподавательской деятельности при $W = 0,18$

Показатель	Э1	Э6	Э8	Э9	Сумма	Ранг
ДПЦ	4	2	1	1	8	1
ПР	3	3	5	3	14	2
$К_з$	6	1	4	5	16	5
$Пр_{нор}$	2	4	3	6	15	4
УПЗ	1	5	6	2	14	3
НЗП	5	6	2	4	17	6

В данном случае недоминируемым показателем является продолжительность производственного цикла. Причем отношение к этому показателю у экспертов разное. Специалисты завода считают важнейшим такой показатель функционирования участка, как коэффициент загрузки оборудования, а сторонние эксперты — продолжительность производственного цикла.

В то же время и те и другие на второе место поставили среднюю производительность, измеряемую в нормо-ч/ч. Это указывает на то, что нормативные технологические показатели следует пересмотреть с учетом возможностей современного станочного оборудования, что позволит полностью использовать его потенциал.

Автор выражает благодарность помощнику генерального директора ОАО "Авиаагрегат" А. В. Мизеровскому за оказанную поддержку и помощь в организации и проведении экспертизы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Емельянов В. В., Лагута В. С.** Пути снижения риска инвестирования в реструктуризацию и разработку нового производства // СТИН. 1995. № 7. С. 22—24.

2. **Горнев В. Ф., Лагута В. С.** Использование системы имитационного моделирования "ПОДСИМ" при разработке и оценке проектов и действующих производств // Вестник машиностроения. 1994. № 9. С. 24—28.

3. **Литвак Б. Г.** Экспертная информация. Методы получения и анализа. М.: Радио и связь, 1982. 184 с.

4. **Елисеева И. И., Юзбашев М. М.** Общая теория статистки: Учебник / Под ред. И. И. Елисеевой. М.: Финансы и статистика, 2001. 400 с.

точное фокусирование. В современных установках резки луч волоконного лазера подается непосредственно от резонатора к режущей головке через закрытый оптоволоконный кабель, т. е. на пути луча нет никаких отражающих линз. Так как режущая головка оснащена сменными стеклами, защищающими оптику от брызг металла и дымовых частиц, сопровождающих процесс резки, линзы изнашиваются медленнее, а установка не требует частого технического обслуживания. Поэтому применение волоконного лазера повышает эффективность производства при более низком расходе энергии, затрачиваемой на однократный разрез листового металла, чем применение CO_2-лазера.

Однако в отличие от CO_2-лазера с длиной волны 10,6 мкм излучение волоконного лазера более опасно для человека, поэтому его можно использовать только при наличии защитного кожуха, не пропускающего свет. Так как кожух затрудняет доступ к рабочей зоне лазерной установки, минимизировать данную проблему можно модернизацией конструкции установки. Рассмотрим особенности модернизации на примере конструкции компактных установок для лазерной резки из модельного ряда LASER-JET, которые широко применяются в разных областях промышленности для мелкосерийного производства и изготовления отдельных деталей.

Эргономичная работа установки LASER-JET (рис. 1) обеспечивается благодаря выдвижному столу для резки, а возможность смены столов позволяет частично автоматизировать производство более крупных партий деталей. Кроме того, вариативная конструкция стола и разнообразие способов подачи материала позволяют создать высокоэффективное производство даже на ограниченном пространстве. Портал установки расположен параллельно продольной оси подачи, что обеспечивает доступ к рабочей зоне с обеих длинных сторон и упрощает загрузку листов металла и снятие готовых деталей. Установка осталась неизменной и была лишь дополнена защитным кожухом, расположенным сверху.

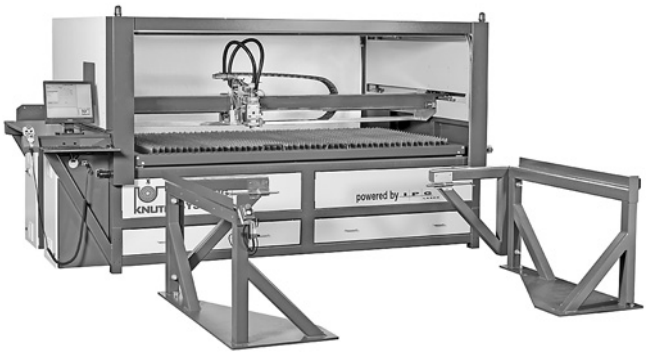


Рис. 1. Установка LASER-JET с волоконным лазером для раскроя листового металла

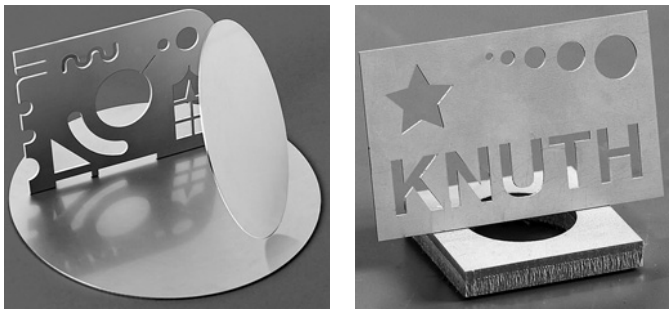
Рис. 2. Установка LASER-JET 2512 FL 2000 для лазерной резки

На фронтальной части установки расположены сегментные ворота, которые во время загрузки материала и снятия готовых деталей поднимаются вверх под кожух, что обеспечивает свободный доступ к рабочей зоне с фронтальной длинной стороны. С задней стороны установки находятся две раздвижные двери, обеспечивающие простой доступ к рабочей зоне с другой длинной стороны. Установка в базовой комплектации занимает минимальную площадь. Компактные размеры установки сокращают время, необходимое оператору для ее обслуживания.

После подачи с панели управления команды на запуск процесса резки фронтальные ворота автоматически закрываются. Перед началом процесса программа управления с помощью специальных сенсоров контролирует, все ли отверстия корпуса закрыты. После завершения процесса резки ворота открываются также автоматически, то же происходит и при прерывании резки. Функция особенно важна при изготовлении мелких партий деталей. После вырезания первой детали можно проверить ее соответствие заданным размерам и требуемому качеству. По полученным данным при необходимости корректируют радиус инструмента и параметры резки. В случае провала готовой детали через решетку ее легко достать через один из клапанов в нижней части станины. Через окна во фронтальных воротах можно наблюдать за процессом резки, что позволяет быстро оценить ошибки и скорректировать параметры резки. Окна изготовлены из специального стекла, непроницаемого для лазерного излучения, что обеспечивает безопасное наблюдение.

Сейчас для резки металлов наиболее востребованными являются установки LASER-JET с волоконным лазером мощностью 2 кВт фирмы KNUTH. На установке LASER-JET 2512 FL 2000 (рис. 2) можно осуществлять высококачественную резку нелегированной и низколегированной строительной стали толщиной до 10 мм.

Рис. 3. Фланец, вырезанный из строительной стали толщиной 10 мм с отверстиями диаметром 5 мм



а) *б*)

Рис. 4. Детали, вырезанные из коррозионно-стойкой стали толщиной 2 мм с высоким качеством среза (*а*) и толщиной 1 мм с высоким качеством среза и 8 мм с хорошим качеством среза (*б*)

Преимуществом раскроя материала лазером по сравнению с другими термическими процессами является то, что можно вырезать детали с размерами, намного меньшими толщины листа металла. При этом зона теплового воздействия на поверхности раскроя равна нескольким десятым миллиметра. Высокое качество реза достигается и при обработке коррозионно-стойкой стали толщиной до 6 мм (рис. 3). Поскольку в качестве режущего газа используют азот, поверхность среза имеет белый металлический цвет и отличается высокой чистотой и отсутствием облоя. С одной стороны, при вырезании деталей продолговатой формы из тонких листов металла достигается скорость более 10 м/мин. С другой стороны, возможно изготовление деталей сложной формы, например с заостренными краями и тонким ребром. Кроме того, на установке можно раскраивать листы стали толщиной до 10 или 12 мм. Однако в этом случае имеем не очень высокое качество кромок среза, а для удаления облоя необходима дополнительная функция. Для резки более толстых листов металла на установке LASER-JET имеется волоконный лазер мощностью 3 кВт.

Для облегчения загрузки на стол толстых листов металла, имеющих большую массу, и снятия готовых деталей установку LASER-JET можно оборудовать дополнительной выдвижной подставкой, которая служит опорой для выдвижного рабочего стола. Лист металла для раскроя подается на стол с помощью передвижного крана или крана, закрепленного на потолке цеха. Данная конструкция имеет следующие функциональные преимущества:

задвигая стол в зону резки или выдвигая его обратно вручную, оператор может свободно перемещаться вдоль обеих боковых сторон опорного стола;

специальный пневматический механизм гарантирует выдвижение и надежное крепление стола в позиции, предназначенной для загрузки материала;

направляющие выдвижного стола, расположенные между режущей установкой и опорной подставкой, можно сложить и убрать. Это позволяет оператору свободно перемещаться по периметру стола при загрузке нового материала и снятии готовых деталей, что повышает эффективность его работы;

возможность доступа оператора к установке с любой позиции на фронтальной стороне позволяет свободно осуществлять необходимые настройки и профилактику.

В режиме автоматической смены столов опорная подставка убирается и на ее место устанавливается моторизированная система подъема и загрузки материала с дополнительным мобильным столом. Таким образом, система подъема материала синхронизирует работу столов, расположенных друг под другом, а система загрузки обеспечивает бесперебойную смену столов. В этом случае направляющие убираются непосредственно после маневра со столом. Так что стол, находящийся в данный момент вне зоны резки, можно беспрепятственно обойти по периметру и осуществить разгрузку.

Как только оператор нажмет кнопку "загрузка завершена", система управления автоматически даст команду на смену столов в тот момент, когда процесс раскроя материала на столе, находящемся в зоне резки, завершается. Опцию автоматической смены столов на установке, укомплектованной выдвижным столом, можно подключить в любой момент.

Компактная установка для резки лазером предлагается в вариантах LASER-JET 1512 и LASER-JET 2512, размеры рабочих поверхностей которых составляют соответственно 1500×1250 мм и 2500×1250 мм. Установки LASER-JET можно также оборудовать механизмом для резки труб с круглым или остроконечным поперечным сечением, который устанавливается в рабочей зоне и позволяет обрабатывать трубы длиной до 1 и 2 м.

Для раскроя более крупных листов металла подходит серия установок лазерной резки LASER-JET HD. Один из рядов установок LASER-JET компании KNUTH Werkzeugmaschinen GmbH для раскроя металла лазером оборудован для гидроабразивной и плазменной резки. На рис. 4, *а*, *б* приведены детали, вырезанные из коррозионно-стойкой стали разной толщины.