ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

5

2014

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

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

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

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

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

Отпечатано в ООО "Белый ветер",
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Петровский А. Н. — Конструктивно-технологическая оптимизация зацепления Новикова. Критерий, целевые функции, параметры . . . 3

Таратынов О. В., Клепиков В. В., Черепахин А. А. — Совершенствование технологических систем на основе матричного отображения параметрического пространства . . . 10

Цуканов И. Ю., Албагачиев А. Ю. — Компьютерное моделирование поверхностей деталей машин с нерегулярными неровностями по параметрическим данным . . . 13

Муркин С. В., Иванов А. С., Ермолаев М. М. — Теоретико-экспериментальное исследование группового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом . . . 20

Сыркин В. В., Трейер В. А. — Исследование работы регуляторов давления повышенной герметичности в условиях вибрационных нагрузок . . . 29

Медведев Ю. А., Филимонов В. Н. — Исследование влияния газовых включений в рабочей жидкости на динамические свойства электрогидравлических исполнительных механизмов . . . 33

Маслов Н. А., Казаченко Я. О. — Метрологическое обеспечение стенда для испытаний насосов с инерционным приводным устройством. . . . 35

Марьина Н. Л. — Исследования деформирования коленчатых валов форсированных дизелей при сложном нагруженном состоянии . . . 40

Остсемин А. А. — Несущая способность сварных соединений с механической неоднородностью . . . 45

Ковалёв А. А., Спокойный И. А., Шашурин В. Д. — Оценка кавитационной стойкости узлов и деталей машин, работающих в жидких агрессивных средах . . . 50

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Базров Б. М. — Метод проектирования технологического процесса изготовления детали . . . 56

Хорев А. И. — Разработка листового титанового высокотемпературного сплава ВТ38, применяемого при температурах до 700 °С . . . 67

Ванчиков А. В., Ванчиков В. Ц., Данеев А. В., Данеев Р. А. — Исследование процесса облитерации капилляров в гидросистемах и теория вихревого движения . . . 69

Цикл статей "Проблемы теории механической обработки"

Воронцов А. Л. — Теоретическое обеспечение технологической механики. 10. Твердость материала и задача осесимметричного вдавливания в полупространство. Часть 1 . . . 74

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

Юркевич В. В. — Определение износа резца в процессе токарной обработки . . . 79

Обработка материалов без снятия стружки

Окулов Р. А., Паршин С. В., Спиридонов В. А. — Эффективность использования дополнительного усилия при волочении профильных труб . . . 82

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Челпанов И. Б., Кочетков А. В. — Электродинамические вибростенды, их выбор и применение . . . 85

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Petrovskiy A. N. — Structural and technological optimization of Novikov's gear engagement. Criterion, objective functions, parameters

Taratynov O. V., Klepikov V. V., Cherepakhin A. A. — Improvement of technological systems based on matrix representation of parametric space

Tsukanov I. Yu., Albagachiev A. Yu. — Computer modeling of surfaces of machine parts with non-regular roughness based on parametric data

Murkin S. V., Ivanov A. S., Ermolaev M. M. — Theoretical and experimental research of threaded cluster joint loaded by tearing force and tilting moment

Syrkin V. V., Treier V. A. — Research of operation of pressure regulators with high hermiticity in conditions of vibrational loads

Medvedev Yu. A., Filimonov V. N. — Research of influence of occluded gas hydraulic fluid on dynamic properties of electrohydraulic actuating mechanisms

Maslov N. A., Kazachenko Ya. O. — Metrological support of stand for tests of pumps with inertial drive mechanism

Mar'ina N. L. — Deformation process of crankshafts of forced diesels at combined stressed state

Ostsemin A. A. — Load-carrying capacity of welded joints with mechanical discontinuity

Kovalev A. A., Spokoyniy I. A., Shashurin V. D. — Assessment of cavitation resistance of machine components and parts, operating in liquid corrosion mediums

MANUFACTURING ENGINEERING

Bazrov B. M. — Method of technological process design manufacturing part

Khorev A. I. — Development of "BT38" titanium heat-resistant alloy and its application

Vanchikov A. V., Vanchikov V. Ts., Daneev A. V., Daneev R. A. — Research of silting process in hydraulic systems and vortex-flow theory

A series of articles "Problems of theory of machining work"

Vorontsov A. L. — Theoretical support of technological mechanics. 10. Hardness of material and problem of axisymmetric indentation into half-space. Part 1

A series of articles "Problems of theory and practice of materials cutting"

Yurkevich V. V. — Determination of cutter wear at process of turning

Chipless processing of materials

Okulov R. A., Parshin S. V., Spiridonov V. A. — Effectiveness of additional force application at profile pipes drawing

TECHNICAL INFORMATION

Chelpanov I. B., Kochetkov A. V. — Electrodynamic vibration stands, their selection and application

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

Сдано в набор 26.02.2014. Подписано в печать 14.04.2014.
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 Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2014

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.833

А. Н. ПЕТРОВСКИЙ, канд. техн. наук (НГТУ им. Р. Е. Алексеева, г. Нижний Новгород),
e-mail: eneco@aport.ru

Конструктивно-технологическая оптимизация зацепления Новикова. Критерий, целевые функции, параметры

Сформулированы основные положения оптимизации зацепления Новикова по удельной нагрузочной способности. Главные целевые функции — отношения допускаемых вращающих моментов на шестерне к объему начальных цилиндров сопряженных зубчатых колес. Параметры оптимизации — геометрические величины для описания условий существования и качества зацепления.

Ключевые слова: зацепление Новикова, зубчатые передачи, редукторы, двухпозиционный обкат, нагрузочная способность, оптимизация, прочность.

The basic statements of optimization of Novikov's gear engagement on unit load capacity are formulated. The main objective functions are relations of ratios of allowable torques on pinion to volume of initial cylinders of adjacent gear wheels. The optimization parameters are geometric values for description of existence conditions and quality of the gear engagement.

Keywords: Novikov's gear, gear drives, reduction gears, two-positioned rolling action, load capacity, optimization, strength.

В 1959 г. доктор технических наук, инженер-полковник Михаил Леонтьевич Новиков за создание зубчатых передач с новым зацеплением был удостоен государственной Ленинской премии. В ряду выдающихся современников, достижения которых стали символом отечественной науки, он занял достойное место.

За короткий период времени новое зацепление получило широкое распространение в редукторах грузоподъемных и технологических машин, условия эксплуатации которых предусматривают значительный ресурс при умеренных требованиях к размерам и массе. В этом случае удачное сочетание гидродинамики и приработки зацепления обеспечивает необходимую нагрузочную способность без затрат на химико-термическое упрочнение и шлифование.

Высокая технологичность и сегодня обеспечивает конкурентоспособность зацепления Новикова, однако современные требования к нагрузочной способности передач, уровням шума и вибраций обусловливают поиск новых путей их совершенствования.

Обоснованный выбор зацепления М. Л. Новикова предполагает его сравнение с наиболее распространенным эвольвентным зацеплением. Результаты первого, вероятно, экспериментального сравнения были опубликованы в 1960 г. М. С. Колодкиным [1], но интерес к данной теме и острые дискуссии не угасают и сегодня [2, 3].

В работах [4, 5] была предпринята попытка аналитического сравнения зацеплений по такому критерию, как удельная нагрузочная способность.

Сравнение зацеплений Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023—76 и эвольвентных зацеплений с оптимизированными геометрическими параметрами было выполнено на массиве 150×150 наиболее применяемых чисел зубьев шестерни и зубчатого колеса. Оказалось, что зацепление Новикова имеет область превосходства в передачах, лимитируемых контактной прочностью при небольшом числе зубьев шестерни (до 16) и уступает эвольвентному зацеплению в передачах, лимитируемых прочностью зубьев на изгиб.

Согласившись с оппонентами, что сравнение будет более объективным после оптимизации каждого из зацеплений, автор поставил задачу их оптимизации по единой методике и в одном программном средстве. В статье [6] представлены основные положения конструктивно-технологической оптимизации геометрических параметров эвольвентного зацепления, показатели нагрузочной способности, методика и пример проектного

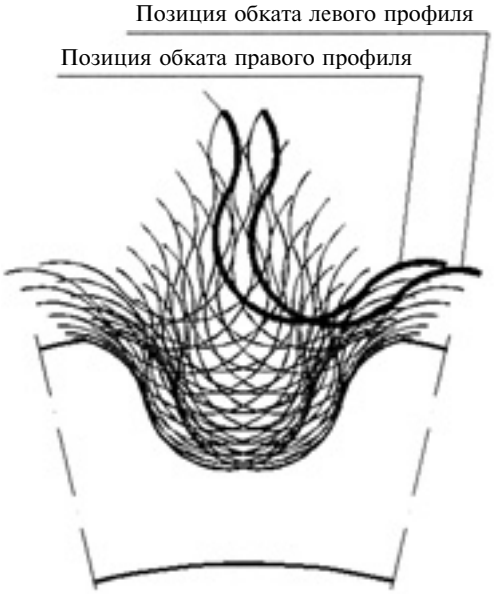


Рис. 1. Схема двухпозиционного обката

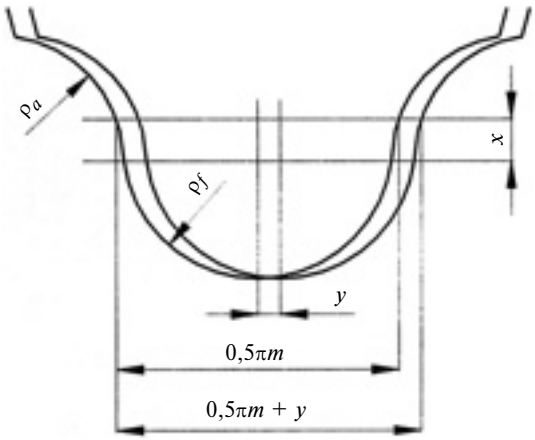


Рис. 2. Смещения ИПК

расчета. Основные положения конструктивно-технологической оптимизации зацепления Новикова сформулированы ниже.

Конструктивно-технологический подход включает в себя совместный синтез рабочего и станочных (технологических) зацеплений на основе анализа удельных показателей нагрузочной способности [4—6], условий существования и качества.

Другая технологическая особенность данного подхода — двухпозиционный обкат заготовок универсальным исходным производящим контуром (ИПК) с постоянными параметрами [7]. По этой технологии в первой позиции обката образуют боковые профили одной стороны зубьев. Необходимую толщину зубьев обеспечивают настройкой второй позиции обката путем тангенциального или углового смещения ИПК и заготовки (рис. 1). Обкатом во второй позиции образуют боковые профили противоположной стороны зубьев. Позиции ИПК задают радиальным (x) и тангенциальным (y) смещениями (рис. 2). Подбором смещений исключают эффекты подрезания, заострения, интерференции и сокращения толщины зубьев. По результатам двухпозиционный обкат аналогичен обкату ИПК с переменной толщиной выступа. Для улучшения формы зубьев и качества получаемых поверхностей можно применить и многопозиционный обкат.

В качестве обобщенного критерия качества зацепления цилиндрических зубчатых колес принята удельная нагрузочная способность [5, 6]:

$$t = \frac{T_1}{V} = \frac{T_1(u+1)^2}{\pi a_w^2 b_w(u^2+1)} = \frac{T_1}{\pi r_{w1}^2 b_w(u^2+1)}, \qquad (1)$$

где t — удельная нагрузочная способность, МПа; T_1 — допускаемый вращающий момент на шестерне, Н · м; V — сумма объемов начальных цилиндров сопряженных зубчатых колес на рабочей ширине зацепления; a_w — межосевое расстояние; b_w — рабочая ширина зацепления; r_{w1} — радиус начального цилиндра шестерни; u — передаточное число.

Обобщенный критерий численно равен средней энергии упругой деформации, приходящейся на единицу объема начальных цилиндров, имеет размерность напряжения и применяется для построения целевых функций.

Главные целевые функции эвольвентного зацепления приведены в работе [6]:

$$t_{H1,2}^{inv} = \left(\frac{\sigma_{H\lim 1,2}^2}{Z_E^2 S_{H1,2}^2 K_H}\right)\left(\frac{\varepsilon_\alpha \sin 2\alpha_{tw}}{2\cos\beta_b}\right) \times$$

$$\times \left(\frac{u}{\pi(u^2+1)(u+1)}\right) = q_{H1,2}^{inv}\,\frac{\gamma_H^{inv}}{\nu_H^{inv}}; \qquad (2)$$

$$t_{F1,2}^{inv} = \left(\frac{\sigma_{F\lim b1,2}^2}{S_{F1,2} K_F}\right)\left(\frac{2\varepsilon_\alpha \cos\alpha_{tw}\cos^3\beta_b}{z_1 Y_{FS12} Y_\beta \cos\alpha_t}\right)\left(\frac{1}{\pi(u^2+1)}\right) =$$

$$= q_{F1,2}^{inv}\,\frac{\gamma_{F1,2}^{inv}}{\nu_F^{inv}}, \qquad (3)$$

где H — индекс условий контактной прочности; F — индекс условий прочности на изгиб; 1 — индекс шестерни; 2 — индекс зубчатого колеса; t — индекс торцевого сечения; $\sigma_{H\lim}$ — предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа; Z_E — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов зубчатых колес, МПа^{0,5};

S_H и K_H — сводные коэффициенты соответственно безопасности и нагрузки для условий контактной прочности; ε_α — коэффициент перекрытия; α_{tw} — угол зацепления; β_b — угол наклона зубьев в плоскости зацепления; $\sigma^0_{F\lim b}$ — предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа; S_F и K_F — сводные коэффициенты соответственно безопасности и нагрузки для условий прочности на изгиб; z — число зубьев; Y_{FS} — коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений; Y_β — коэффициент, учитывающий наклон зуба; для прямозубого зацепления в функцию (2) в место ε_α подставляют Z_ε^{-2} — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; $q^{inv}_{H1,2}$, γ^{inv}_H и ν^{inv}_H — автономные целевые функции соответственно допускаемых напряжений, связи и структуры для условий контактной прочности; $q^{inv}_{F1,2}$, $\gamma^{inv}_{F1,2}$, ν^{inv}_F — автономные целевые функции соответственно допускаемых напряжений, связи и структуры для условий прочности на изгиб.

Автономные целевые функции определены на независимых множествах параметров оптимизации, что позволяет решать задачу последовательно на каждом множестве.

Функции допускаемых напряжений содержат параметры механических свойств материалов зубчатых колес и ограничивающие их эмпирические коэффициенты; функции зацеплений — геометрические параметры зацепления, а функции структуры — параметры конструктивного исполнения зубчатой передачи: передаточные числа, числа ступеней, числа потоков мощности, числа промежуточных зубчатых колес [5]. Для зацепления пары зубчатых колес функции структуры определяются одним параметром — передаточным числом u.

Функции зацепления и структуры — безразмерные, а их отношение есть функция формы, которая характеризует влияние геометрических параметров и структуры передачи на нагрузочную способность зацепления. Безразмерный вид функций позволяет рассматривать их как обобщающие критерии подобия и сравнения зацеплений.

Следуя принципу единства методики оптимизации, главную целевую функцию для условий контактной прочности зацепления Новикова получим из решения Герца для максимального давления между соприкасающимися упругими телами [8]:

$$\sigma_x = \frac{3}{2}\frac{P}{\pi ab}, \qquad (4)$$

где P — нагрузка; a, b — большая и малая полуоси эллиптической площадки контакта:

$$a = \lambda\sqrt[3]{\frac{3P}{2\pi Z_E^2\sum\limits_{i=1}^{n=4}k_i}} \approx \lambda\sqrt[3]{\frac{3P\rho}{2\pi Z_E^2}}; \qquad (5)$$

$$b = \mu\sqrt[3]{\frac{3P}{2\pi Z_E^2\sum\limits_{i=1}^{n=4}k_i}} \approx \mu\sqrt[3]{\frac{3P\rho}{2\pi Z_E^2}}, \qquad (6)$$

где k_i — кривизна в начальной точке контакта для одного из четырех главных сечений, м$^{-1}$; ρ — приведенный радиус кривизны винтовых линий в точке контакта; λ и μ — безразмерные функции радиусов кривизны в начальной точке контакта.

Для удобства практических расчетов из соотношений и таблиц монографии [8] получены аппроксимирующие выражения: $\lambda = 1{,}375\theta^2 - 4{,}419\theta + 4{,}596$; $\mu = 0{,}475\theta + 0{,}231$, где θ — вспомогательный угол.

В первоначальной точке контакта кривизны k_i профилей главных сечений имеют противоположные знаки и близкие абсолютные значения, которые еще более сближаются в результате приработки в месте контакта. Поэтому в формулах (5), (6) с минимальной погрешностью сумма кривизны профилей четырех главных сечений заменена приведенным радиусом ρ кривизны винтовых линий, а выражение из монографии [8] для вспомогательного угла θ сведено к виду:

$$\theta \approx \arccos\left(\frac{u-1}{u+1}\right).$$

В качестве критерия прочности воспользуемся удельной потенциальной энергией формоизменения (IV теория прочности), накопленной деформированным элементом, и определим эквивалентное напряжение в центре эллиптической площадки контакта [8—10]:

$$\sigma_e = \sqrt{0{,}5[(\sigma_x-\sigma_y)^2+(\sigma_y-\sigma_z)^2+(\sigma_z-\sigma_x)^2]}; \qquad (7)$$

$$\sigma_x = -\sigma_z(2\nu + \mu/\lambda)(1 + \mu/\lambda)^{-1};$$

$$\sigma_y = -\sigma_z(1 + 2\nu\mu/\lambda)(1 + \mu/\lambda)^{-1}.$$

После преобразований уравнения (7) получим:

$$\sigma_e = (1 - 2\nu)(1 - \mu/\lambda + \mu^2/\lambda^2)^{\frac{1}{2}}(1 + \mu/\lambda)^{-1}\sigma_x, \qquad (8)$$

где ν — коэффициент Пуассона.

Эквивалентное напряжение на средней линии прямоугольной площадки контакта при первоначальном линейном контакте следует из формулы (8) при $\lambda \to \infty$: $\sigma_{el} = (1 - 2\nu)\sigma_x$.

Последнее выражение дает возможность представить допускаемое эквивалентное напряжение в зацеплении Новикова через известный предел контактной выносливости рабочих поверхностей эвольвентных зубьев:

$$[\sigma_e] = \frac{(1-2\nu)\sigma_{H\lim 1,2}}{S_{H1,2}},$$

и перейти к условию контактной прочности зацепления Новикова в виде:

$$[\sigma_e] = \frac{K_{\mathrm{IV}}\sigma_{H\lim 1,2}}{S_{H1,2}} \geqslant \sigma_x, \qquad (9)$$

где K_{IV} — безразмерный коэффициент критерия прочности:

$$K_{\mathrm{IV}} = (1 + \mu/\lambda)(1 - \mu/\lambda + \mu^2/\lambda^2)^{-1/2}.$$

Из выражений (4)—(9) получим формулу допустимого вращающего момента:

$$T_1 = \frac{2}{3}\pi\frac{\sigma^3_{H\lim 1,2}}{Z_E^4 K_H S_{H1,2}} K_{\mathrm{IV}}\lambda^3\mu^3\rho^2 K_\varepsilon r_{w1}\cos\alpha_w\cos\beta, \qquad (10)$$

где K_ε — коэффициент, учитывающий число мест контакта в зацеплении; β — угол наклона зубьев на делительном цилиндре.

В передачах с двумя линиями зацепления при $u > 1$ приведенный радиус кривизны на линии, расположенной со стороны шестерни, меньше, чем на линии, расположенной со стороны зубчатого колеса. В уточненных расчетах следует применять меньшее значение приведенного радиуса. В проектных расчетах используют приведенный радиус кривизны винтовых линий в полюсе зацепления [11]:

$$\rho = \left(\frac{r_{w1}u}{\sin\alpha_w \sin^2\beta(u+1)}\right), \qquad (11)$$

где α_w — угол зацепления Новикова в торцевом сечении.

С учетом выражений (10), (11) и формулы для рабочей ширины зацепления

$$b_w = \frac{2\pi\varepsilon_\beta}{z_1 \mathrm{tg}\beta} r_{w1},$$

приведем главную целевую функцию (1) к виду:

$$t^{Nov}_{H1,2} = \left(\frac{(1-2\nu)^2\sigma^3_{H\lim 1,2}}{Z_E^4 S^3_{H1,2} K_H}\right)\left(\frac{z_1 K_\varepsilon \cos\alpha_w}{3\varepsilon_\beta \sin^2\alpha_w \sin^3\beta}\right) \times$$
$$\times \left(\frac{\lambda^3\mu^3 u^2 K_{\mathrm{IV}}}{\pi(u^2+1)(u+1)^2}\right) = q^{Nov}_{H1,2}\frac{\gamma^{Nov}_H}{\nu^{Nov}_H}, \qquad (12)$$

где ε_β — коэффициент осевого перекрытия; выражениям в каждой паре больших скобок соответствуют автономные целевые функции допускаемых напряжений ($q^{Nov}_{H1,2}$), связи (γ^{Nov}_H) и структуры (ν^{Nov}_H).

Модульные коэффициенты полуосей a и b в долях торцевого модуля следуют из выражений (5), (6) и (10):

$$a^* = \left(\frac{(1-2\nu)^{2/3}\sigma_{H\lim 1,2}}{Z_E^2 S_{H1,2}\sqrt[3]{K_H}}\right)\left(\frac{z_1\cos\alpha_k}{2\sin\alpha_w \sin^2\beta\cos\alpha_w}\right) \times$$
$$\times \left(\frac{\lambda^2\mu u\sqrt[3]{K_{\mathrm{IV}}}}{(u+1)}\right); \qquad (13)$$

$$b^* = \left(\frac{(1-2\nu)^{2/3}\sigma_{H\lim 1,2}}{Z_E^2 S_{H1,2}\sqrt[3]{K_H}}\right)\left(\frac{z_1\cos\alpha_k}{2\sin\alpha_w \sin^2\beta\cos\alpha_w}\right) \times$$
$$\times \left(\frac{\lambda\mu^2 u\sqrt[3]{K_{\mathrm{IV}}}}{(u+1)}\right). \qquad (14)$$

Главную целевую функцию для условий прочности на изгиб получим из расчетных формул, приведенных в работах [12—14]:

$$\sigma_{F1,2} = \frac{2T_1}{z_{1,2}K_\varepsilon m^3} Y_{V1,2}Y_{Fa}K_F \leqslant \frac{\sigma^0_{F\lim b1,2}}{S_{F1,2}K_F}, \qquad (15)$$

где Y_{Fa} — коэффициент протяженности площадки контакта; $Y_{V1,2}$ — объемный коэффициент формы зуба [14]:

$$Y_{Fa1,2} = 1 - \frac{0{,}07(1{,}19 - 3{,}42 z^{-1}_{1,2})(a^*)^2}{1 + 0{,}14a^* + 0{,}07(a^*)^2};$$

$$Y_{V1,2} = 0{,}579 + \frac{0{,}524}{z_{1,2}} + \frac{3{,}569}{z^2_{1,2}}.$$

Здесь численные величины соответствуют исходному контуру по ГОСТ 15028—76 и нулевому коэффициенту радиального смещения.

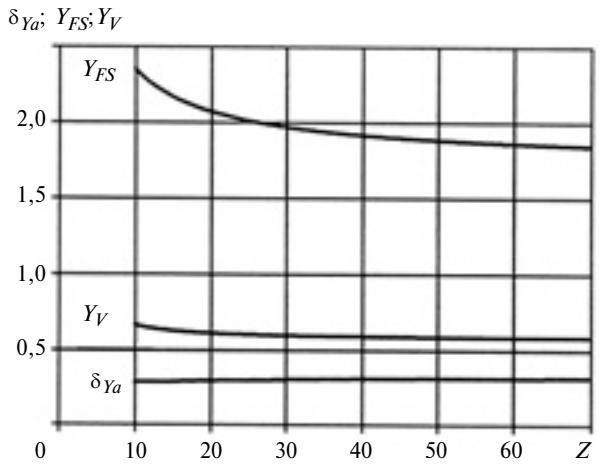


Рис. 3. Зависимости коэффициентов формы Y_V, Y_{FS} и отношения δ_{Ya} от числа зубьев

Коэффициент формы этих же зубьев по данным работы [11] аппроксимируем формулой:

$$Y_{FS1,2} = 1{,}75 + \frac{8}{(z_{1,2} + z_{1,2}^{0,5})}.$$

Далее рассмотрим отношение

$$\delta_{Ya} = \frac{Y_{Fa1,2} Y_{V1,2}}{Y_{FS1,2}}.$$

Анализ зависимости δ_{Ya} от числа зубьев при $\beta = 20°$ (рис. 3) показал, что δ_{Ya} имеет приблизительно постоянное значение 0,28÷0,30 и с учетом выражения (15) позволяет представить целевую функцию (1) как

$$t_{F1,2}^{Nov} = \left(\frac{\sigma_{F\lim b1,2}^{0}}{S_{F1,2}K_F}\right)\left(\frac{2K_\varepsilon \mathrm{tg}\beta\cos^3\beta}{\pi_1\varepsilon_\beta z_1 \delta_{Ya} Y_{FS1,2}}\right)\left(\frac{1}{\pi(u^2+1)}\right) = q_{F1,2}^{Nov}\frac{\gamma_{F1,2}^{Nov}}{\nu_{F1,2}^{Nov}}, \quad (16)$$

где $q_{F1,2}^{Nov}$, $\gamma_{F1,2}^{Nov}$, $\nu_{F1,2}^{Nov}$ — автономные целевые функции допускаемых напряжений, связи и структуры для условий прочности на изгиб зацепления Новикова.

Лимитирующая нагрузочная способность зацеплений соответствует меньшей из главных целевых функций:

$$t^{inv} = \min(t_{H1,2}^{inv};\ t_{F1,2}^{inv}) = q^{inv}(\gamma^{inv}/\nu^{inv}); \quad (17)$$

$$t^{Nov} = \min(t_{H1,2}^{Nov};\ t_{F1,2}^{Nov}) = q^{Nov}(\gamma^{Nov}/\nu^{Nov}). \quad (18)$$

Обозначения лимитирующих функций используем без нижних индексов. Функции допускаемых напряжений:

$$q_{H1,2}^{Nov} = \frac{(1-2\nu)^2\sigma_{H\lim 1,2}^{3}}{Z_E^4 S_{H1,2}^3 K_H}; \quad q_{F1,2}^{Nov} = \frac{\sigma_{F\lim b1,2}^{0}}{S_{F1,2}K_F};$$

$$q_{H1,2}^{inv} = \frac{\sigma_{H\lim 1,2}^{2}}{Z_E^2 S_{H1,2}^2 K_H}; \quad q_{F1,2}^{inv} = \frac{\sigma_{F\lim b1,2}^{0}}{S_{F1,2}K_F}$$

содержат показатели механических свойств материалов зубчатых колес, сводные коэффициенты безопасности $S_{H1,2}$, $S_{F1,2}$ и нагрузки $K_{H1,2}$, $K_{F1,2}$. Сводные коэффициенты представляют собой произведения ряда эмпирических коэффициентов, предусмотренных методиками расчета на прочность.

Выбор коэффициентов безопасности и нагрузки — важная задача, требующая знаний условий производства и эксплуатации изделия. Как правило, ее решают в проверочных и классификационных расчетах. В проектных расчетах сводные коэффициенты можно не детализировать, если известны лимитирующие значения функций допускаемых напряжений для надежных серийных передач. Для них из выражений (1), (17) и (18) получена универсальная формула обратного расчета функции допускаемых напряжений:

$$q^{Nov,\ inv} = T_1\left(\frac{\nu^{Nov,\ inv}}{\gamma^{Nov,\ inv}}\right)\frac{(u+1)^2}{\pi a_w^2 b_w (u^2+1)}. \quad (19)$$

Данный показатель объективно отражает отраслевые требования по надежности и качеству зацеплений, а также технологические возможности производства.

На рис. 4 представлены графики функций допускаемых контактных напряжений для стальных зубчатых колес в зависимости от твердости рабочих поверхностей при $S_{H1,2} = K_{H1,2} = 1$. Отношение функций $q_{H1,2}^{inv}/q_{H1,2}^{Nov}$ с ростом твердости рабочих поверхностей изменяется от 420 до 150, что указывает на превосходство целевой функции эвольвентного зацепления на множестве механических параметров.

Для условий прочности на изгиб функции допускаемых напряжений у зацепления Новикова и эвольвентного зацепления совпадают.

Рассмотрим функции структуры:

$$\nu_H^{Nov} = \frac{\pi(u^2+1)(u+1)^2}{\lambda^3\mu^3 u^2 K_{\mathrm{IV}}}; \quad \nu_F^{Nov} = \pi(u^2+1);$$

$$\nu_H^{inv} = \frac{\pi(u^2+1)(u+1)}{u}; \quad \nu_F^{inv} = \pi(u^2+1).$$

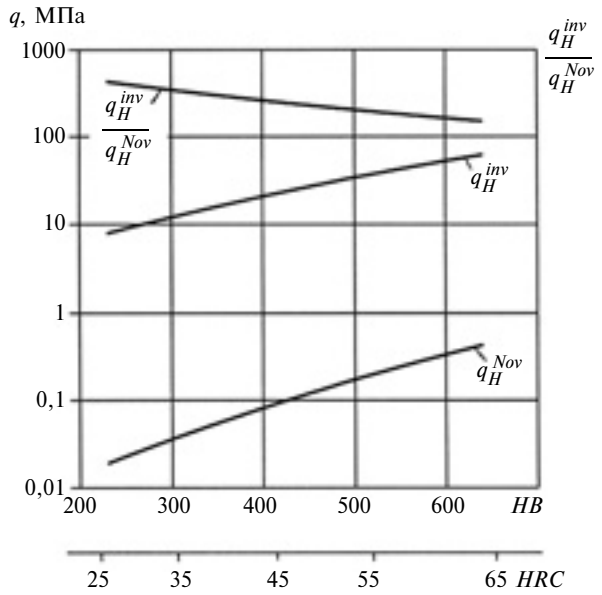


Рис. 4. Зависимости допускаемых контактных напряжений и их отношений от твердости рабочих поверхностей

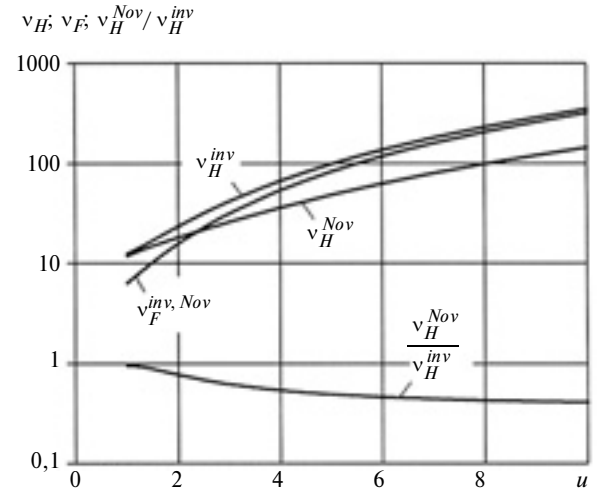


Рис. 5. Зависимости функций структуры и их отношения от передаточного числа

Для пары зубчатых колес с зацеплением Новикова, как и для эвольвентного зацепления, это безразмерные функции передаточного числа *u*.

На рис. 5 представлены графики функций структуры. Отношение функций ν_H^{Nov}/ν_H^{inv} с ростом передаточного числа от 1 до 10 убывает от 0,93 до 0,42, что указывает на превосходство целевой функции зацепления Новикова на множестве передаточных чисел.

Рассмотрим функции зацеплений:

$$\gamma_{H1,2}^{Nov} = \frac{z_1 K_\varepsilon \cos\alpha_w}{3\varepsilon_\beta \sin^2\alpha_w \sin^3\beta};$$

$$\gamma_{F1,2}^{Nov} = \frac{3K_\varepsilon \operatorname{tg}\beta \cos^3\beta}{\pi_1 \varepsilon_\beta z_1 \delta_{Ya} Y_{FS1,2}};$$

$$\gamma_{H1,2}^{inv} = \frac{\varepsilon_\alpha \sin 2\alpha_{tw}}{2\cos\beta_b}; \quad \gamma_{F1,2}^{inv} = \frac{2\varepsilon_\alpha \cos\alpha_{tw} \cos^3\beta_b}{z_1 Y_{FS1,2} Y_\beta \cos\alpha_t}.$$

Это неявные многопараметрические функции чисел зубьев, углов наклона зубьев и параметров ИПК. Параметры функций зацепления определяют форму зубьев.

Профиль симметричного зуба, удовлетворяющий зацеплению Новикова с двумя линиями зацепления, может быть задан произвольным сочетанием отрезков кривых и прямых линий, однако технологические условия формообразования накладывают свои ограничения. При обкате заготовки инструментом реечного типа профиль зуба в торцевом сечении формируется как огибающая кривая множества последовательных положений ИПК и достижение технологичности связано с его рациональной формой.

На рис. 6 показан элементарный ИПК, сторона которого в торцевой плоскости зацепления образована парой дуг окружностей, соединенных отрезком прямой линии. Начальная прямая станочного зацепления зафиксирована в точке сопряжения дуги головки ИПК и переходной прямой. Фиксированное положение начальной прямой исключает из рассмотрения постоянное радиальное смещение *x*. Центр дуги ножки расположен на начальной прямой и смещен на величину y_0 от оси впадины, тем самым достигаются копирование дуги ножки ИПК

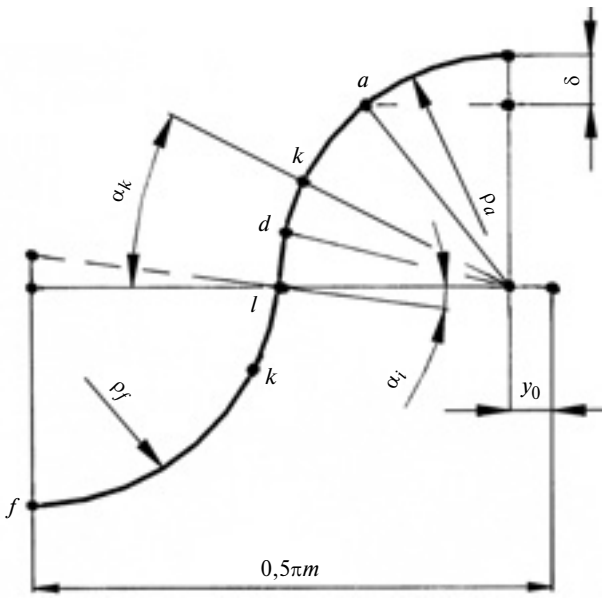


Рис. 6. Элементарный ИПК и его параметры

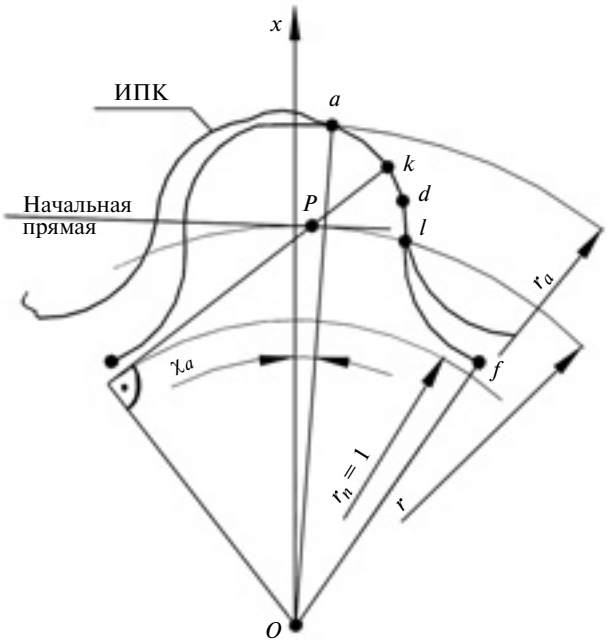


Рис. 7. Схема определения профиля зуба

в головке формируемого зуба и его достаточная толщина под вторую позицию обката.

На схеме станочного зацепления профиль зуба, сформированный элементарным ИПК, задан четырьмя узловыми точками: *a*, *d*, *l*, *f* (рис. 7). Расстояние r_n от оси зубчатого колеса до прямой, проходящей через начальную точку *k* контакта и полюс *P* станочного зацепления, будем рассматривать как аналог радиуса основной окружности зубчатого колеса с эвольвентными зубьями. Окружность радиусом r_n в торцевой плоскости зацепления Новикова назовем опорной. Если радиус опорной окружности шестерни использовать как масштабный фактор и принять равным единице, то относительный радиус опорной окружности зубчатого колеса будет равен передаточному числу *u*, а узловым точкам профиля будут соответствовать безразмерные полярные координаты: $r_{a1,2}$, $r_{d1,2}$, $r_{l1,2}$, $r_{f1,2}$, $\chi_{a1,2}$, $\chi_{d1,2}$, $\chi_{l1,2}$, $\chi_{f1,2}$ (Отсчет полярных координат показан для точки *a*).

Координаты узловых точек, обеспечивающие допустимое значение нагрузочной способности, должны удовлетворять условиям существования и качества зацепления. Если условия сформулировать в виде системы совместных уравнений и ограничений, достаточных для определения координат узловых точек и функций зацепления, то задача оптимизации может иметь единственное решение. Современные программные средства позволяют легко получать численные решения таких систем методами итерации.

Теория зубчатых передач Новикова содержит достаточно сведений для построения множества различных систем уравнений и ограничений, отражающих условия существования и качества зацепления. Варианты условий связаны с разнообразием возможных ИНК и способов формообразования.

Авторский вариант системы и ее численное решение будут представлены в следующей статье.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Колодкин М. С.** Сравнительные экспериментальные исследования нагрузочной способности зацеплений эвольвентного и М. Л. Новикова // Тр. Военно-воздушной инженерной академии им. А. Ф. Можайского. Вып. 313. 1960. С. 9—23.

2. **Короткин В. И.** Сравнение зубчатых передач Новикова и эвольвентных передач // Вестник машиностроения. 2009. № 1. С. 3—8.

3. **Парубец В. И.** Дискуссия о зацеплении Новикова и ее итоги. Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники / Тр. междунар. науч.-техн. конф. СПб.: Балт. гос. техн. ун-т, 2010. С. 15—20.

4. **Андриенко Л. А., Петровский А. Н.** Удельная нагрузочная способность — критерий сравнения и подобия механических передач // Изв. вузов. Машиностроение. 2008. № 7. С. 22—32.

5. **Попов П. К., Андриенко Л. А., Петровский А. Н.** Обобщенная оценка совершенства механических передач // Справочник. Инженерный журнал. 2009. № 7. С. 20—31; № 8. С. 6—12.

6. **Петровский А. Н.** Конструктивно-технологическая оптимизация геометрических параметров эвольвентного зацепления // Вестник машиностроения. 2012. № 3. С. 41—49.

7. **Пат. 2412026 Рос. Федерации.** МПК B23F5/14, B23F5/14. Способ образования зубчатых передач двухпозиционным обкатом.

8. **Тимошенко С. П., Гудьер Дж.** Теория упругости / Пер. с англ. под ред. Г. С. Шапиро. М.: Наука, 1979. 560 с.

9. **Прочность,** устойчивость, колебания: Справочник. Т. 2. Под ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968. 463 с.

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

11. **Кудрявцев В. Н.** Детали машин. Л.: Машиностроение, 1980. 464 с.

12. **Яковлев А. С.** Определение напряжений изгиба в зубьях цилиндрических передач Новикова // Вестник машиностроения. 1984. № 6. С. 18—20.

13. **Передачи** зубчатые Новикова с твердостью рабочих поверхностей зубьев 35 HRC и более. Расчет на прочность. Методические рекомендации. М.: ВНИИТМАШ, 1987. 86 с.

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

УДК 621.01

О. В. ТАРАТЫНОВ, В. В. КЛЕПИКОВ, доктора технических наук (Московский государственный индустриальный университет), А. А. ЧЕРЕПАХИН, канд. техн. наук (Московский государственный машиностроительный университет), e-mail: tkm1410@yandex.ru

Совершенствование технологических систем на основе матричного отображения параметрического пространства

Предложена трехмерная матричная модель параметрического пространства технологической системы (ТС), по которой разработаны графические, физические и математические модели технологических операций. На примере модели финишной обработки осциллирующими брусками на основе анализа ее свойств сформулированы требования и оптимизированы выходные параметры ТС в системе критерий качество—производительность.

Ключевые слова: технологическая система, матрица, модель, параметры, оптимизация.

The three-dimensional matrix model of parametric space of technological system (TS), on which the graphical, physical and mathematical models of technological operations are developed, is suggested. On the example of model of finish machining by oscillating bars and based on the analysis of its properties, the requirements are formulated and the output parameters of the TS are optimized in system of criteria: quality—productivity.

Keywords: technological system, matrix, model, parameters, optimization.

Одно из направлений в совершенствовании технологических систем (ТС) основано на управлении энергиями взаимодействующих элементов, входящих в систему и характеризуемых определенными технологическими параметрами, значимость которых зависит от осуществляемых в ТС процессов.

При оценке технологических параметров можно использовать матричное отображение параметрического пространства исследуемой ТС, анализ которого позволит повысить эффективность взаимодействия составляющих ТС, а следовательно, и эффективность осуществляемых технологических процессов с целью повышения качества выпускаемых изделий и экономичности их производства. В этом случае технологическое описание процессов обработки заключается в алгоритмизации, синтезе и получении решений многофакторных задач.

В настоящее время используемые методы управления качеством поверхностного слоя обрабатываемой детали не учитывают изменения, происходящие в ТС в ходе обработки [1]. Поэтому необходимы новый аппарат трансформации свойств и создание диалектической картины формирования поверхностного слоя, позволяющие интегрировать получаемые результаты [2—5].

Происходящие в поверхностном слое детали механические, химические, электрические и другие процессы, запрограммированные в информационном поле изделия, часто лишь косвенно подтверждены проведенными исследованиями. Возникающие между ними связи можно выявить на основе априорной информации с помощью физических и механических моделей. Однако существующие методики не позволяют комплексно решать поставленные задачи.

В частности, концепцию оптимизации процесса деталь — деталь с незначительными изменениями можно перенести на условия формирования рабочих поверхностей, т. е. на процесс заготовка — инструмент, что подтверждает необходимость комплексных исследований в области классификации факторов, влияющих на качество и производительность обработки. При этом особое внимание следует уделять финишной обработке осциллирующими алмазно-абразивными брусками. Нестабильность параметров качества обрабатываемых поверхностей обусловлена многочисленными факторами: погрешностями обрабатываемой детали, погрешностями технологической системы, ее свойствами, колебательным характером параметров режима резания и пр. Деталь, поступающая на финишную обработку, имеет определенные отклонения заданных параметров, которые сформировались в процессе предыдущих обработок. На выходе финишной обработки эти отклонения могут быть как больше, так и меньше исходных отклонений. При этом параметры и свойства ТС также изменяются в процессе обработки, т. е. при ее эксплуатации.

Любой технический объект, и в частности ТС, можно представить в виде трехмерной матричной модели, а каждый элемент матрицы — в виде структурной, физической или математической модели.

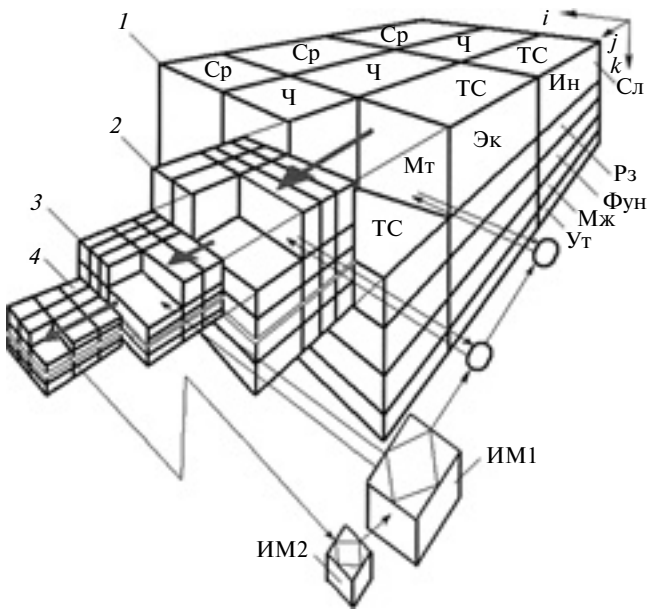


Рис. 1. Трехмерная матричная модель параметрического пространства исследуемой системы

На рис. 1 показана трехмерная матричная модель параметрического пространства исследуемой ТС. Здесь используются следующие обозначения: *i* — ось объекта; *j* — ось параметров; *k* — ось эволюционной характеристики; *1* — матрица 1 (система); Ср — среда; Ч — человек; Ин, Эк, Мт — параметры соответственно информационные, экономические, материальные; Сл, Рз, Фун, Мж, Ут — эволюционные характеристики: соответственно сложность, разновидность, функциональность, мажоритарность, утилитарность; *2* — матрица 2 (подсистема 1); *3* — матрица 3 (подсистема 2); *4* — матрица 4; ИМ1 и ИМ2 — информационные модули.

В матрице 2 объектами являются системы (гибкая, саморазвивающаяся, адаптивная, жесткая) и параметры (конструкторские, технологические, экономические, дизайнерские); в матрице 3 объектами являются заготовка, инструмент, приспособление, станок; в матрице 4 — структурная, физическая, математическая модели.

На рис. 2 представлена структурная модель ТС "финишная обработка осциллирующими брусками".

Входными параметрами процесса обработки детали являются: припуск $\Delta_п \pm \omega_п$ на получаемый размер; исходная погрешность размера $\Delta_р \pm \omega_р$; погрешности формы $\Delta_ф \pm \omega_ф$; волнистость $H_в \pm \omega_в$; шероховатость $Ra \pm \omega_{Ra}$; микротвердость $H_т \pm \omega_т$; остаточные напряжения $\sigma_{ос} \pm \omega_\sigma$; глубина дефектного слоя обрабатываемой поверхности $h_{деф} \pm \omega_h$.

К технологическим параметрам ТС относятся: угловая скорость $\omega_д$ детали; средняя скорость $v_о$ осциллирующего движения; амплитуда *A* осцилляции; усилие *P* прижима бруска, показатели свойств технологической среды и др.

К конструктивным параметрам ТС относятся конструктивные параметры заготовки, инструмента, приспособления, станка, а также технологические параметры, определяемые их конструкциями. Так, заготовка характеризуется показателями материала, геометрическими размерами, их точностью, технологичностью конструкции, которая определяется отношением длины к диаметру, видом предварительной обработки, схемой базирования и пр.

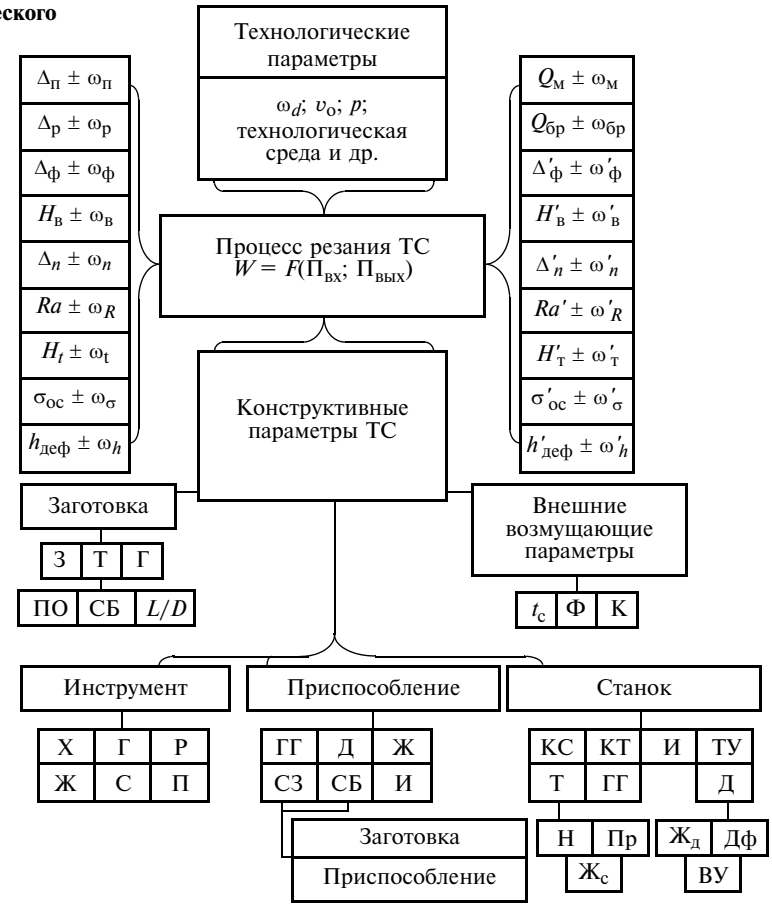


Рис. 2. Структурная модель технологической системы "финишная обработка осциллирующими брусками":
З — заготовка; Т — технологичность; Г — геометрические параметры; ПО — предварительная обработка; СБ — схема базирования; *L* и *D* — длина и диаметр заготовки; $t_с$ — температура окружающей среды; Ф — свойства фундамента; К — амплитудно-фазово-частотные характеристики колебательного процесса конструкции здания; Х — характеристика инструмента; Р — режущая способность; Ж — жесткость; С — стойкость; П — прочность; СЗ — схема закрепления; Д — динамические свойства; И — износ; Пр — приспособленность к данному виду обработки; $Ж_с$ и $Ж_д$ — статическая и динамическая жесткости; ВУ — виброустойчивость

К входным параметрам инструмента (показатели, входящие в его техническую характеристику) относятся: размеры, их точность, режущая способность рабочей поверхности, стойкость, прочность, жесткость, показатели динамических свойств, надежность.

Приспособления характеризуются: схемами закрепления заготовки и приспособления, размерами, их точностью, жесткостью, схемой базирования заготовки в приспособлении и самого приспособления относительно координатных баз станка, динамическими свойствами, износом на момент начала обработки.

Станок характеризуется: кинематической схемой; кинематической точностью; геометрическими размерами; их точностью; показателями динамических свойств (жесткость, виброустойчивость, степень демпфирования); показателями технологичности (мощность, надежность, статическая жесткость и пр.); износом к началу обработки; соответствием техническим требованиям.

Внешними изменяющимися показателями являются: температура окружающей среды; параметры колебаний силовых установок, смежного оборудования, фундамента и др.

Выходные параметры ТС: показатели качества обработки с их отклонениями (обозначения соответствуют входным параметрам ТС, но имеют штрих), а также показатели производительности ТС: скорость $Q_м$ съема металла, износ инструмента, в частности бруска ($Q_{бр}$), экономичность операции ($Q_{оп}$).

Передаточная функция W качества ТС зависит от входных параметров ($П_{вх}$) и свойств ТС ($С_{ТС}$), она характеризуется коэффициентами уточнения:

$$W_1 = П_{вх}/П_{вых};$$

$$W_2 = \Delta П_{вх}/\Delta П_{вых}. \qquad (1)$$

Здесь $П_{вх}$ и $П_{вых}$ — отклонения входных и выходных соответствующих параметров;

$$\left.\begin{aligned} \Delta П_{вх} &= \omega_{об} = \omega_{с.н} + \omega_{д.н} + \omega_у; \\ \Delta П_{вых} &= \omega'_{об} = \omega'_{с.н} + \omega'_{д.н} + \omega'_у, \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

где $\omega_{об}$ и $\omega'_{об}$ — погрешности обработки соответственно предшествующей и рассматриваемой ТС; $\omega_{с.н}$ и $\omega'_{с.н}$ — погрешности статической настройки соответственно предшествующей и рассматриваемой ТС; $\omega_{д.н}$ и $\omega'_{д.н}$ — погрешности динамической настройки соответственно предшествующей и рассматриваемой ТС; $\omega_у$ и $\omega'_у$ — погрешности установки предшествующей и рассматриваемой ТС.

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

$$W_2 = \frac{\omega_{об}}{\omega'_{об}} = \frac{\omega_{с.н} + \omega_{д.н} + \omega_у}{\omega'_{с.н} + \omega'_{д.н} + \omega'_у}.$$

Влияние на ТС показателей $\omega_{с.н}$, $\omega_{д.н}$, $\omega_у$, $\omega'_{с.н}$, $\omega'_{д.н}$, $\omega'_у$ определяется временем их проявления и рядом факторов для каждого показателя:

для $\omega_у$, $\omega'_у$ — суммой погрешностей, возникающих при установке заготовки и зависящих от способов установки и базирования, силы зажима и ее распределения и др.;

для $\omega_{с.н}$ и $\omega'_{с.н}$ — суммой погрешностей, возникающих при настройке ТС и зависящих от конструктивных и технологических параметров ТС, методов и средств контроля, используемых при настройке и др.;

для $\omega_{д.н}$, $\omega'_{д.н}$ — суммой погрешностей, возникающих в ходе обработки и зависящих от конструктивных и технологических параметров ТС, режимов и условий резания, технических характеристик инструмента и др.

Для определения значимости каждой суммарной погрешности запишем выражение

$$W_{2р} = \frac{\omega_{с.н}}{\omega'_{с.н}} + \frac{\omega_{д.н}}{\omega'_{д.н}} + \frac{\omega_у}{\omega'_у} = W_{2с} + W_{2д} + W_у,$$

где $W_{2с}$, $W_{2д}$, $W_у$ — показатели точности соответственно статической и динамической настроек и установки предшествующей и рассматриваемой ТС.

Для эффективной эксплуатации ТС необходимо оптимизировать процесс обработки, т. е. получать требуемые выходные параметры качества изделия при высокой производительности и высокой экономичности. Причем в каждом конкретном случае устанавливается приоритетность или производительности, или экономичности процесса, однако получение заданных выходных параметров с учетом назначения детали является обязательным.

Производительность и экономичность технологического процесса в значительной степени зависят от технологических входных параметров. Поэтому устанавливают минимальные экономически обоснованные припуски на заготовки, позволяющие с максимальной производительностью обработки получать заданные выходные параметры детали.

Наибольшую значимость в управлении выходными параметрами производительности и качества обработки имеют параметры режима обработки, вследствие широких возможностей их изменения и варьирования.

Показатели качества обработанных поверхностей и поверхностных слоев деталей зависят от технологической наследственности, а следовательно,

УДК 620.191.31

И. Ю. ЦУКАНОВ, канд. техн. наук, А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
e-mail: ivan.yu.tsukanov@gmail.com

Компьютерное моделирование поверхностей деталей машин с нерегулярными неровностями по параметрическим данным

Рассмотрены основные способы моделирования неровностей поверхностей деталей. Разработаны методика и алгоритм создания трехмерной модели поверхности с нерегулярными неровностями по параметрам качества поверхностного слоя и зависимостям, определяющим форму единичной неровности поверхности после абразивной обработки.

Ключевые слова: поверхностный слой, неровность, шероховатость, моделирование, абразивная обработка.

The basic methods of modeling of part surfaces roughness are considered. The methods and the algorithm of construction of 3D model of a surface with non-regular roughness based on surface layer quality parameters and dependencies, describing shape of a unit asperity after abrasive treatment, are developed.

Keywords: surface layer, asperity, roughness, modeling, abrasive machining.

Высокая конкуренция фирм-производителей диктует ускоренный выпуск новой техники, обеспечение заданного качества продукции, минимизации сроков и себестоимости изготовления изделий, что обусловливает сокращение сроков конструкторской и технологической подготовки производства. В свою очередь, это приводит к сокращению времени отработки технологий и испытаний и может негативно отразиться на качестве выпускаемой продукции. Поэтому при проектировании все чаще используют математическое моделирование для прогнозирования конструкторских и технологических параметров.

Известно, что такие показатели качества поверхностей деталей, как шероховатость, волнистость, субшероховатость и макроотклонения во многом определяют эксплуатационные свойства изделия [1] и особенно важны для подвижных и неподвижных соединений малых размеров, используемых в микроэлектромеханических и мехатронных системах. Для определения эксплуатационных свойств соединений, как правило, необходимо установить характер взаимодействия контактных поверхностей. На сегодняшний день разработано большое число аналитических моделей контактного взаимодействия поверхностей деталей, которые можно классифицировать по способу описания модельной поверхности.

Первый класс моделей составляют наиболее распространенные модели контактного взаимодействия, в которых при моделировании неровностей используют набор выступов правильной геометрической формы. К ним относятся такие широко применяемые в России модели, как модель Н. Б. Демкина [2], модели Гринвуда—Уильямсона и Гринвуда—Триппа [3], модель И. Г. Горячевой [4] и модель А. Г. Суслова [5]. За рубежом в основном используют модификации модели Гринвуда—Уиль-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 10)

от методов и условий обработки в течение всего цикла их изготовления, но в большей степени формируются на финишных операциях и определяют эксплуатационные показатели изделия.

Предложенное матричное отображение параметрических пространств ТС позволит расширить направления их совершенствования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Виноградов В. М., Черепахин А. А., Клепиков В. В.** Диагностика процесса высокоскоростного протягивания фасонных поверхностей // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2013. № 9. С. 26—29.

2. **Таратынов О. В., Клепиков В. В.** Новые концепции совершенствования технологических систем в машиностроительной промышленности // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 51—58.

3. **Виноградов В. М., Черепахин А. А.** Параметрическая оптимизация зубообрабатывающих операций // Изв. МГТУ МАМИ. Т. 2. 2013. № 1 (15). С. 22—31.

4. **Виноградов В. М., Черепахин А. А., Клепиков В. В.** Параметрическая оптимизация обработки зубчатых колес. Лейпциг: Академическое изд-во Ламберт, 2012. 230 с.

5. **Пути** совершенствования технологического процесса чистовой обработки зубчатых колес / О. В. Таратынов, В. В. Клепиков, Н. А. Курочкин, Б. М. Солоницын // Грузовик. 2004. № 1. С. 26—28.

ямсона: модель КЕ [6], модель СЕВ [7], модель Р. Л. Джексона и И. Грина [8].

При этом авторы моделей используют разные формы выступов неровностей, аргументируя выбор преимуществами принятой в данном исследовании формы по сравнению с другими формами выступов. Российские ученые исследовали различные формы для моделирования неровностей: цилиндр, конус, усеченный конус, сферу, эллипсоид, параболоид, эллиптический параболоид; в работах зарубежных авторов чаще всего используется сфера, реже — эллипсоид [9].

Ко второму классу относятся модели, в которых неровности моделируются периодическими функциями кривых и поверхностей. Этому посвящены работы К. Джонсона [3], Е. А. Кузнецова и Г. А. Гороховского [10], Дж. Дандерса, К. Ц. Цаи, Л. М. Кира [11] и др.

К третьему классу относятся модели, в которых поверхность моделируется функцией, полученной по результатам измерений реального образца. Так, например, подход Я. А. Рудзита основан на корреляционных функциях [12]. В последнее время широко используются фрактальные модели, основанные на самоподобии поверхностей, что позволяет представить разномасштабные неровности (например, волнистость и шероховатость) в виде единой фрактальной функции. В качестве такой функции наиболее часто используют функцию Вейерштрасса—Мандельброта. Фрактальный подход к описанию контакта шероховатых поверхностей подробно изложен в работах А. Маджумдара и Б. Бхушана [13].

Анализ известных моделей контактного взаимодействия показал, что чаще всего они используются для решения задачи нормального контакта поверхностей или герметичности в упругой постановке. Некоторые из них решены в пластической и упругопластической постановке задачи, в том числе и для материалов с упрочнением. Разработаны аналитические модели множественного контакта неровностей при трении, например модель Ю. А. Карпенко и А. Акая [14].

Однако применение современных функциональных материалов (например, вязкоупругопластических, металлов с памятью формы, композиционных и др.), тяжелые условия эксплуатации деталей (высокие температура, давление, электрическое напряжение; наличие магнитного поля, радиации, химически агрессивной среды), а также необходимость учета концентраций напряжений во впадинах микронеровностей при теоретическом исследовании контактного взаимодействия усложняют систему нелинейных уравнений, описывающих напряженно-деформированное состояние контактирующих тел, что обусловливает использование численных методов с применением современных программных комплексов, например основанных на методе конечных элементов (МКЭ). К ним можно отнести ANSYS, FEMAP, ABAQUS, COMSOL и др. Так, в работе [15] при решении задачи упругопластического деформирования выступов шероховатой поверхности использовали программный комплекс ANSYS.

Для задач контактного взаимодействия шероховатых поверхностей, в частности для быстропротекающих процессов, используют также метод граничных элементов и метод подвижных клеточных автоматов, разработанный учеными Томского научного центра СО РАН [16]. Данный дискретный метод совместно с континуальным подходом к механике сплошной среды позволяет описывать поведение сложных гетерогенных сред при контактном взаимодействии.

Несмотря на разнообразие методов моделирования и программ, открытым остается вопрос — как задавать параметры неровностей, чтобы они наиболее точно описывали реальную поверхность.

Как правило, в программные комплексы импортируется так называемое облако точек, представляющее собой вложенный массив (тензор) из координат (x, y, z) точек трехмерной поверхности. В некоторых расчетных комплексах (CAE-системах) отсутствует задание геометрии по облаку точек. В таких случаях необходимо создавать твердотельный объект в конструкторских САПР (CAD-системах) по облаку точек, а затем импортировать твердотельную геометрию в расчетную CAE-систему. В некоторых случаях задачу удается свести к осесимметричной или двумерной, что предполагает импортирование координат x и y профиля поверхности.

Очевидно, что для численных методов справедлива та же классификация модельных поверхностей, что и для аналитических моделей. Наиболее точно реальную поверхность описывают модельные поверхности, построенные по результатам измерений, проводимых с помощью профилометра, координатно-измерительной машины или атомно-силового микроскопа. Однако в процессе проектирования изделия и технологической подготовки производства требуется прогнозирование эксплуатационных свойств детали до изготовления ее прототипа с целью оптимизации конструктивных и технологических параметров. Поэтому есть необходимость в описании модельной поверхности на основе теоретических положений.

Анализ моделей первого и второго класса показал, что модельные поверхности в виде периодических кривых и поверхностей при компьютерном моделировании физических процессов, возникаю-

щих при эксплуатации деталей, имеют следующие преимущества:

1) простой и менее ресурсоемкий алгоритм формирования облака точек;

2) хорошая аппроксимация получаемой поверхности дискретными элементами (например, при использовании МКЭ).

3) учет впадин микронеровностей, что важно при расчете герметичности;

4) возможность учета разномасштабных неровностей (волнистости, шероховатости, субшероховатости).

Основное достоинство модельных поверхностей в виде набора выступов правильной геометрической формы — возможность применять известные теории к единичному микроконтакту. Например, используя кривые второго порядка и близкие к ним гладкие кривые для описания неровностей, можно использовать теорию Герца при решении контактной задачи в упругой постановке, а при расчете преимущественно пластических задач — моделирование неровностей в виде клина или конуса [3]. Этими преимуществами не обладают периодические поверхности, так как аналитические решения периодических контактных задач, как правило, достаточно сложны и трудоемки.

В программных комплексах конечно-элементного моделирования часто верификацию решения контактных задач проводят по теории Герца, поэтому при использовании для моделирования неровностей гладких поверхностей второго порядка вероятность получения адекватного результата выше, чем при применении поверхностей, образующих негерцевский контакт.

При этом модель неровности должна отражать ее реальную форму, полученную в результате конкретной обработки. Поэтому использование в качестве модельной неровности сферы нецелесообразно, так как шаг неровности по средней линии значительно выше ее высоты для большинства методов обработки [5].

Значительное влияние на показатели качества поверхности, а следовательно, и на эксплуатационные свойства деталей оказывают условия обработки. Учеными Брянской технологической школы накоплена обширная база данных по возможностям технологических методов обработки в обеспечении качества поверхностного слоя [5]. Диапазоны значений параметров качества поверхностей в зависимости от используемых методов обработки сведены в таблицы. Поэтому формула модельной неровности должна содержать геометрические параметры в явном виде.

При высокой несущей способности поверхности (высоком значении относительной опорной длины профиля на уровне средней линии *tm*), что присуще поверхностям, обработанным методами отделочно-упрочняющей обработки поверхностным пластическим деформированием (ОУО ППД) и плосковершинным хонингованием, впадины профиля неровностей оказывают незначительное влияние на показатели контактного взаимодействия. Поэтому в данном случае надо применять модели первого класса, т. е. массивы фигур правильной геометрической формы, расположенные на разных уровнях, определяемых распределением высот неровностей. Для обработок, в которых велика доля систематических составляющих при образовании микронеровностей (например, точение и ОУО ППД), поверхность имеет более регулярный характер [1]. В некоторых случаях (при соответствующем экспериментальном подтверждении) для таких поверхностей можно пренебречь случайной составляющей высоты микронеровностей и использовать более простые модели с одноуровневым расположением модельных неровностей на расстоянии от средней линии, равном параметру шероховатости *Rp*.

Перечисленные допущения нельзя применять к поверхностям с нерегулярными неровностями. К ним относятся поверхности, полученные абразивной и электрохимической обработками. Их моделирование представляет наибольшую трудность. Например, наличие случайно расположенных на поверхности инструмента или в рабочей среде абразивных гранул с высокой дисперсией механических свойств обусловливает случайное расположение вершин неровностей.

Таким образом, при решении контактных задач с помощью компьютерного моделирования к модели поверхности, полученной в результате абразивной обработки, можно сформулировать требования:

1) форма модельной неровности должна соответствовать реальной;

2) форма модельной неровности должна описываться гладкой кривой, не иметь разрывов, резких переходов, острых кромок;

3) высота неровностей модельной поверхности должна быть переменной в соответствии с ее законом распределения;

4) модельная поверхность должна учитывать разномасштабные неровности;

5) форма модельной неровности должна зависеть от параметров неровностей, управляемых технологическими методами;

6) алгоритм генерации облака точек по модельной поверхности должен состоять из относительно простых, доступных для применения процедур как в любом математическом программном пакете, так и с помощью программирования.

В работе [5] предложено в качестве модельной неровности использовать эллиптический параболоид n-го порядка. Данная модель с высокой точностью описывает выступы и впадины шероховатости и волнистости, что подтверждено экспериментально. Установлено, что для абразивных методов обработки характерны показатели степени $n = 1$ и $n = 2$, а для магнитоабразивных и электрохимических методов обработки — $n = 2$. Поверхности с превалирующим показателем степени $n < 1$ (с большим радиусом впадин и острыми вершинами) встречаются реже и вносят неопределенность в процесс моделирования, поэтому для шлифования будем использовать степени $n = 1$ и 2.

Форма модельной неровности, согласно исследованиям А. Г. Суслова [1], описывается уравнением:

$$z = \left|\frac{x^n}{(b_1/2)^n}\right| + \left|\frac{y^n}{(b_2/2)^n}\right|,$$

где b_1 и b_2 — оси эллипсов на уровне средней линии (ширины выступов).

Рассмотрим контур модельной неровности (выступа) с началом координат в середине стягивающей хорды в плоскости zx, который описывается уравнением

$$z = -\left|\frac{ax^n}{(b_1/2)^n}\right| + a, \qquad (1)$$

где a — высота выступа.

Функция (1) не является периодической, поэтому при ее итерационном копировании для построения модельной поверхности возможны острые кромки или разрывы. Следовательно, необходимо искать периодические аналоги данной функции.

Фигуру, ограниченную функцией (1) при $n = 1$ и осью x, т. е. треугольник, нельзя использовать в конечноэлементном анализе контакта поверхностей деталей, так как имеется острый угол при вершине, что неизбежно приведет к вырождению матрицы жесткости и сбою решателя. В работе [17] показано и экспериментально подтверждено, что неровности шлифованных поверхностей имеют форму, близкую к треугольной с радиусом скругления при вершине. Применение таких неровностей в исследовании контакта шероховатых поверхностей позволит использовать МКЭ.

На основании вышеизложенного предложена функция для описания формы контура с выступами и впадинами при $n = 1$ для волнистости и шероховатости:

$$z = 2a\,\mathrm{sech}\left(\frac{\pi}{2}\sin\left(\frac{2x}{b_1}\right)\right) - a. \qquad (2)$$

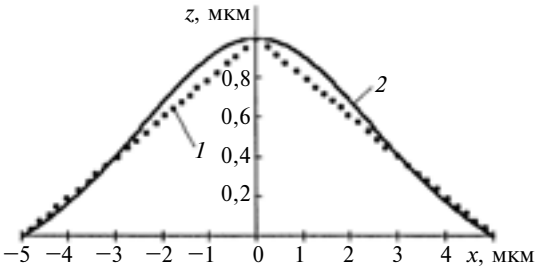


Рис. 1. Функция (1) (·····) при $n = 1$ и функция (2) (———)

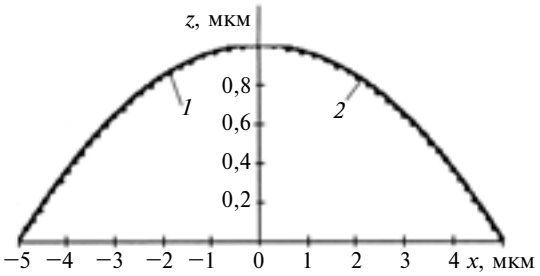


Рис. 2. Функция (1) (·····) при $n = 2$ и функция (3) (———)

Анализ графических изображений (рис. 1) функции (1) (сплошная линия) и функции (2) (точки) при $a = 1$ и $b_1 = 10$ показал, что они близки и совпадают при $x = 0$, $x = -b_1/2$ и $x = b_1/2$. Функция (1) более полога, имеет скругление при вершине и более плавные переходы вблизи $z = 0$. Гиперболический косинус в формуле (2) обусловливает ее приближение к кривой второго порядка в окрестностях вершины ($x = 0$). Поэтому верификацию конечноэлементной контактной модели можно вести по теории Герца, что улучшит ее отладку.

В качестве периодического аналога функции (1) при $n = 2$ предложена функция

$$z = 5{,}03a\,\mathrm{sech}\left(\frac{\pi}{2}\sec\left(\frac{1{,}63x}{b_1}\right)\right) - a. \qquad (3)$$

Графические изображения функции (1) при $n = 2$ (рис. 2, точки) и функции (3) (сплошная линия) полностью совпадают, что указывает на возможность ее использования при компьютерном моделировании контактного взаимодействия шероховатых и волнистых поверхностей.

Радиусы скругления при вершине при расчете параметров площадки контакта определяются по зависимостям, полученным с помощью известной формулы кривизны функции:

$$R_3 = \frac{0{,}05b_1^2}{a}; \quad R_4 = \frac{0{,}13b_1^2}{a},$$

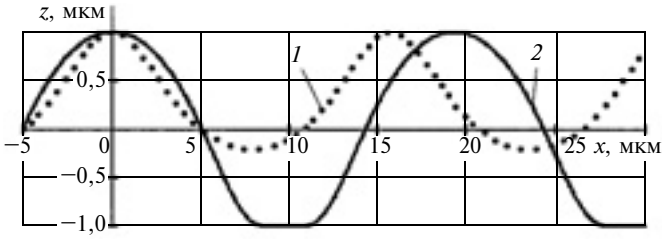


Рис. 3. Функции (2) (·····) и (3) (———)

где R_3 и R_4 — радиусы скруглений сечений модельных неровностей, описываемых соответственно уравнениями (2) и (3).

Рассмотрим функции (2) и (3) в бóльшем диапазоне значений x (рис. 3). Заметим, что они адекватно описывают контур неровностей исследуемой поверхности только при $z \geqslant 0$. Поэтому в качестве модели предложена комплексная функция, включающая в себя функции (2) и (3), дополнительные условия и операторы циклов, которая была реализована в программе MathCAD с использованием элементов программирования:

```
Блок 1   z(x, y) := | for i ∈ 0...k − 1
Блок 2              |   a ← r_i
Блок 3              |   z1(x) ← [2a · sech[π/2 (sin((x − b1 · i)/(0.5 · b1)))] − a]
                    |   if −b1/2 + b1 · i ≤ x < b1/2 + b1 · i                    (4)
Блок 4              |   z2(y) ← [2a · sech[π/2 (sin((y − b2 · i)/(0.5 · b2)))] − a]
                    |   if −b2/2 + b2 · i ≤ y < b2/2 + b2 · i
Блок 5              |   z(x, y) ← z1(x) + z2(y)
                    | z(x, y)
```

Функция (4) допускает программирование стандартными средствами языка C++, что делает алгоритм ее создания универсальным. Он состоит из пяти блоков. Рассмотрим каждый из них на примере модели шероховатости шлифованной поверхности.

В блоке 1 задается цикл прогона функций контура неровностей для числа k вершин неровностей.

Исследования показали, что распределение высот профиля поверхности детали после абразивной обработки близко к нормальному распределению. В работе [3] показано, что для такого распределения стандартное отклонение вершин соответствует стандартному отклонению высот профиля шероховатости, полученного измерением с помощью профилографа. Кроме того, в широком диапазоне значений конечных стандартных интервалов число неровностей на единицу площади поверхности составляет

$$k_S = 1{,}8k_A. \qquad (5)$$

Здесь k_A — число неровностей на единицу площади, полученное по данным профилограммы [5]:

$$k_A = A/(Sm_1 Sm_2), \qquad (6)$$

где A — рассматриваемая площадь; Sm_1 и Sm_2 — средние шаги неровностей по средней линии соответственно в продольном и поперечном направлениях.

Допуская, что число выступов равно числу впадин, получим общее число неровностей $2k_A$.

Построим модель поверхности с неровностями на квадратной области со стороной l; с учетом выражений (5) и (6), запишем формулу числа неровностей по стороне l рассматриваемой области:

$$k = \left\lfloor \frac{2{,}68l}{\sqrt{Sm_1 Sm_2}} \right\rfloor,$$

где округление до целого числа в меньшую сторону (символ $\lfloor\ \rfloor$) выполняется в программе MathCAD с помощью функции floor.

Так как данные по параметрам качества поверхностных слоев деталей с учетом метода их обработки получали измерениями с помощью профилографов-профилометров с использованием стандартных базовых длин для измерения шероховатости [18], то для адекватности модельной поверхности параметр l рассматриваемой области принимаем равным или меньше базовой длины $l_б$, принятой для измерения шероховатости.

В блоке 2 присваивается переменная a (высота неровности) случайного числа m_i из одномерного массива случайных чисел m, размерностью k. Случайные числа массива должны подчиняться нормальному закону распределения, иметь математическое ожидание, равное 0, среднеквадратиеское отклонение σ_{Ra} и находиться в диапазоне $m_i \in [-R\nu; Rp]$, где Rp — высота сглаживания профиля шероховатости; $R\nu$ — глубина сглаживания профиля шероховатости. Параметр $R\nu$ можно определить по формуле $R\nu = R\max - Rp$, где наибольшую высоту $R\max$ профиля определяем в зависимости от параметра Ra [5]. Например, для шлифованных плоских поверхностей $R\max = 7Ra$. Согласно работе [3] для нормально распределенных высот неровностей σ_{Ra} справедливо выражение

$$\sigma_{Ra} = \sqrt{\pi/2}\, Ra.$$

Для генерации псевдослучайных нормально распределенных чисел в программе MathCAD используют оператор rnorm, аргументами которого являются число псевдослучайных чисел, математи-

ческое ожидание и среднеквадратическое отклонение. Для рассматриваемой задачи исходный массив случайных высот неровностей можно получить с помощью оператора rnorm(k, 0, σ_{Ra}).

Данный генератор псевдослучайных чисел имеет два существенных недостатка. Во-первых, он генерирует положительные и отрицательные числа в случайном порядке, что не соответствует условию чередования выступов и впадин. Во-вторых, некоторые числа массива выходят за рамки диапазона $-Rv \div Rp$. Для устранения этих недостатков разработан алгоритм, реализованный в следующем листинге программы MathCAD:

```
m := | for j ∈ 0...2500
     |   | r ← rnorm(k + j, 0, σRa)
     |   | for w ∈ 0...k − 1
     |   |   | s_w ← r_w · sign(r_w)
     |   |   | m ← s if mean(s) > Ra − 0.1 ∧ mean(s) < Ra + 0.1
     |   |   | j ← j + 1 otherwise                                  (7)
     | for g ∈ 0...length(m) − 1
     | n_g ← (−1)^g · m_g
     | for i ∈ 0...length(n) − 1
     |   | n_i ← −Rv if n_i < − Rv
     |   | n_i ← Rp if n_i > Rp
     | n
```

Алгоритм (7) состоит из трех основных циклов типа for (со счетчиком). В первом цикле вычисляется массив псевдослучайных чисел с переменной размерностью, изменяющейся от k до $k + N$, где N — целое число, достаточное для стабильного выполнения цикла [в алгоритме (7) это 2500]. Затем из данного массива выбирается часть размерностью k (с помощью вложенного цикла). Путем умножения чисел выборки на их знак (функция sign) формируется массив положительных псевдослучайных чисел (параметр Ra рассчитывается исходя из абсолютных значений высот неровностей [18]). Затем проверяется условие попадания среднего арифметического сформированного массива (оператор mean) в диапазон от ($Ra - 0{,}1$) до ($Ra + 0{,}1$), который выбрали таким образом, чтобы сделать число итераций небольшим, при этом точность по параметру Ra снизилась бы незначительно. Если данное условие не выполняется, то размерность основного массива увеличивается на единицу и цикл повторяется. Алгоритм с переменной размерностью выбран вследствие большой ресурсоемкости задачи при простом пересчете массива псевдослучайных чисел с постоянной размерностью.

Во втором цикле формируются чередующиеся положительные и отрицательные числа (высоты вершин и впадин).

В третьем цикле осуществляется замена значений высот неровностей, превышающих параметры Rp и Rv, на значения этих параметров.

Таким образом, с помощью алгоритма (7) массив высот неровностей модельной поверхности становится близок к распределению высот реальной поверхности с заданными параметрами Ra, Rp и Rmax.

В блоках 3 и 4 [см. функцию (4)] комплексной функции модельной поверхности формируется функция профиля поверхности по координатам x и y. Ввиду наличия условных операторов (if) период функции остается постоянным и равным b_1 и b_2 соответственно для координат x и y. Ширина (стягивающая хорда по средней линии) неровностей в продольном и поперечном направлениях определяется по формуле [1]

$$b = Smtm/100, \qquad (8)$$

где tm — относительная опорная длина профиля на уровне средней линии.

Так как параметр tm для абразивной обработки не зависит от ее режимов и составляет 50 %, то принятое в блоках 3 и 4 допущение о равенстве суммарных ширин выступов и впадин на уровне средней линии оправдано. В формуле (8) величины b_1 и b_2 определяются исходя из значений параметра Sm в продольном и поперечном направлениях.

В блоке 5 формируется трехмерная модельная поверхность как сумма профилей по координатам x и y.

На рис. 4 приведены профили шероховатости модельной поверхности в продольном и поперечном направлениях для чернового шлифования (Ra = 4 мкм; Rp = 12 мкм; $Sm_{пр}$ = 0,1 мм; $Sm_{п}$ = = 0,15 мкм; $l_б$ = 2,5 мм).

На рис. 5 показан фрагмент модельной шероховатой поверхности, полученной при тех же исход-

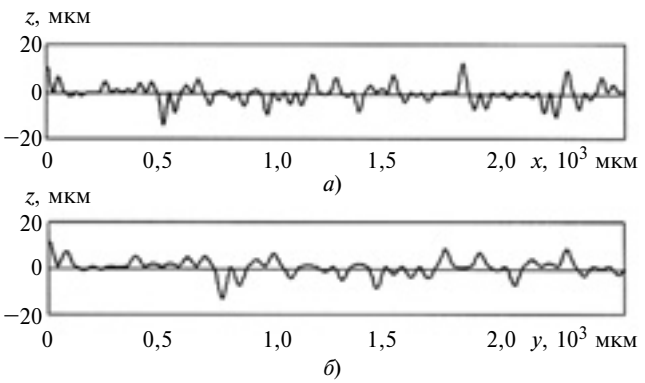


Рис. 4. Примеры профилей модельной шероховатой поверхности в продольном (*а*) и поперечном (*б*) направлениях

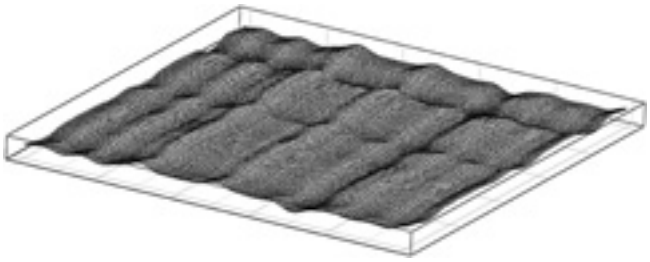


Рис. 5. Фрагмент модельной поверхности

ных данных в диапазоне изменения координат x, y от 0 до 500 мкм с помощью встроенной функции CreateMesh программы MathCAD.

Формирование облака точек в программе MathCAD, необходимого для импорта модельной поверхности в CAD/CAE-системы для последующего моделирования процессов в зоне контакта поверхностей, осуществляется с помощью функции Matrix, аргументами которой являются число точек по осям x и y и функция модельной поверхности, зависящая от массивов значений x и y.

Поверхности с разномасштабными неровностями (например, шероховатость и волнистость) моделируются суммированием модельных поверхностей неровностей на разных масштабных уровнях. Для построения волнистости используют ту же схему, что и для построения шероховатости, но, учитывая, что распределение высот волн для абразивной обработки, как правило, не подчиняется нормальному закону и значительно зависит от систематических погрешностей, требуются дополнительные исследования.

Отметим, что данные о возможностях методов обработки в обеспечении параметров качества поверхностного слоя приведены в виде диапазонов параметров качества [5]. На их основе можно проводить численные эксперименты методом перебора параметров. Кроме того, можно использовать теоретические [1] и экспериментальные [5] зависимости параметров качества поверхностей от режимов обработки и определять их влияние на эксплуатационные свойства детали.

Рассмотренная методика компьютерного моделирования поверхностей с нерегулярными неровностями позволяет определять в CAE-системах влияние общепринятых геометрических параметров качества поверхностного слоя на эксплуатационные свойства детали, аналитический расчет которых затруднителен, что позволит уже на этапе проектирования изделия в первом приближении оптимизировать технологию обработки поверхностей деталей без проведения экспериментальных исследований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Инженерия** поверхности деталей / Под ред. А. Г. Суслова. М.: Машиностроение, 2008. 320 с.

2. **Трение,** износ и смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер, Э. Д. Браун и др.; под общ. ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. 576 с.

3. **Джонсон К.** Механика контактного взаимодействия / Пер. с англ. М.: Мир, 1989. 510 с.

4. **Горячева И. Г.** Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 478 с.

5. **Суслов А. Г.** Качество поверхностного слоя деталей машин. М.: Машиностроение, 2000. 320 с.

6. **Kogut L., Etsion I.** Elastic—plastic contact analysis of a sphere and a rigid flat // J. Appl. Mech. Trans. ASME. 2002. N 69 (5). P. 657—662.

7. **Chang W. R., Etsion I., Bogy D. B.** An elastic—plastic model for the contact of rough surfaces // ASME J. Tribol. 1987. N 109. P. 257—263.

8. **Jackson R. L., Green I.** A statistical model of elastoplastic asperity contact between rough surfaces // Tribology International 39. 2006. P. 906—914.

9. **Jeng Y.-R., Wang P.-Y.** An elliptical microcontact model considering elastic, elastoplastic, and plastic deformation // Tribology Trans. ASME 2003. V. 125. P. 232—240.

10. **Кузнецов Е. А., Гороховский Г. А.** Влияние шероховатости на напряженное состояние тел при фрикционном взаимодействии // Прикладная механика. 1978. Т. 14. № 9. С. 62—68.

11. **Dunders J., Tsai K. C., Keer L. M.** Contact between elastic bodies with wavy surfaces // Elasticity. 1973. V. 3. N 2. P. 109—115.

12. **Рудзит Я. А.** Микрогеометрия и контактное взаимодействие поверхностей. Рига: Зинатне, 1975. 216 с.

13. **Маджумдар А., Бхушан Б.** Фрактальная модель упругопластического контакта шероховатых поверхностей // Современное машиностроение. 1991. № 6. С. 11—23.

14. **Karpenko Yu. A., Akay A.** A numerical model of friction between rough surfaces // Tribology International. 2001. № 34. P. 531—545.

15. **Abdo J., Haneef M. D., Al-Shabibi A. M.** Finite element modeling of elastic-plastic contact of rough surfaces / www.cdn.intechweb.org/pdfs/12097.pdf.

16. **Метод** подвижных клеточных автоматов как новое направление дискретной вычислительной механики. I. Теоретическое описание / С. Г. Псахье, А. И. Дмитриев, Е. В. Шилько и др. // Физическая мезомеханика. Т. 3. 2000. № 2. С. 5—15.

17. **Barwell F. T., Jones M. H., Probert S. D.** The mechanics of the contact between deformable bodies // Proceedings of the symposium of IUTAM. Netherlands, Enschede. Delft University Press. 1975. 414 p.

18. **ГОСТ 2789—73.** Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики. М.: Изд-во стандартов, 1973.

УДК 621.81.001.24

С. В. МУРКИН, А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук М. М. ЕРМОЛАЕВ
(МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

Теоретико-экспериментальное исследование группового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом[1]

Теоретико-экспериментальными исследованиями установлено, что для резьбовых соединений жестких на изгиб фланцев экспериментальные значения сил в винтах совпадают с расчетными с доверительной вероятностью 0,8 при шероховатости контактирующих поверхностей Ra = 0,63÷7,5 мкм в широком диапазоне усилий затяжки винтов.

Ключевые слова: групповое резьбовое соединение, фланец, жесткость на изгиб, шероховатый слой, контактная податливость, винты, распределение нагрузки.

It is established by theoretical and experimental researches, that for threaded joints of flanges with high bending stiffness the experimental force values in screws are coincident with the theoretical values with confidence coefficient of 0.8 at roughness of contact surfaces of Ra = 0,63÷7,5 μm for wide range of screw clamping torque values.

Keywords: threaded cluster joint, flange, bending stiffness, rough layer, contact flexibility, screws, load distribution.

В групповых резьбовых соединениях, нагруженных отрывающей силой и опрокидывающим моментом, на долю внешней нагрузки, воспринимаемой винтами, кроме податливости винтов и стягиваемых ими деталей оказывают влияние изгибная жесткость фланцев и шероховатость контактной поверхности [1].

Изгибная жесткость фланцев резьбового соединения достигается увеличением их толщины или их оребрением. По условию отсутствия изгибных деформаций толщина фланца [2] должна быть не меньше его ширины и составлять для фланцев: стальных — не менее $2d$, чугунных — $2{,}6d$, где d — диаметр винта. Рассмотрим расчет резьбовых соединений с жесткими на изгиб фланцами.

При оценке податливости стягиваемых винтом деталей, как правило, считают, что деформации захватывают только конус давления (рис. 1, *а*). Ф. Ретшер принял, что угол α между образующей этого конуса и его осью составляет 45°. Основание конуса находится на опорной поверхности гайки, наружный диаметр которой совпадает с ее размером S под ключ. Если рассматривать деформации полубесконечного тела под действием силы, приложенной в точке, то согласно решению Бусинеска этот угол будет близок к 43°. Представив же, что на плоскость действует распределенное по площади круга давление, получим согласно решению С. П. Тимошенко угол конуса в диапазоне 32÷37°. При замене круга на кольцо угол α уменьшится. Д. Гоулд и М. Микич провели с помощью метода конечных элементов численный анализ напряжений на совершенно гладком плоском стыке двух пластин, стянутых болтом. По их расчетам были получены [3] значения угла α = 22÷25°. На основании приведенных данных И. А. Биргер предложил [4] принимать α = 30°, т. е. tgα = 0,5. Для простоты расчетов конус заменяют эквивалентной втулкой [5] с наружным диаметром

$$d_н = S + (h_1 + h_2)\mathrm{tg}\alpha,$$

где $(h_1 + h_2)$ — суммарная толщина стягиваемых фланцев.

Податливость втулки (ее удлинение под действием единичной силы) определяется выражением

$$\lambda_{вт} = 4(h_1 + h_2)/[\pi(d_н^2 - d_0^2)E],$$

где E — модуль упругости материала фланцев, а податливость винта — выражением

$$\lambda_в = 4[(0{,}5d + l_0)/(\pi d^2) + (0{,}5d + l_1)/(\pi d_3^2)]/E_в, \quad (1)$$

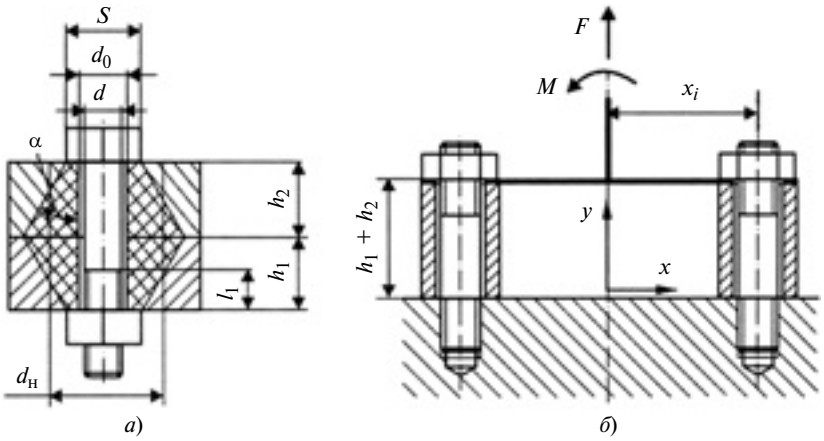


Рис. 1. Конус давления и эквивалентная втулка при стягивании деталей винтом (*а*) и расчетная модель И. А. Биргера и Г. Б. Иосилевича для группового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом (*б*)

[1] Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант 12-08-01-047а.

где l_1 — длина нарезанной нагруженной части винта; $l_0 = h_1 + h_2 - l_1$ — длина гладкой части винта; d — номинальный диаметр резьбы; $d_3 = d - 1{,}227P$ — внутренний диаметр резьбы винта (P — шаг резьбы); $E_в$ — модуль упругости материала винта.

В формуле (1) слагаемые $0{,}5d$ учитывают податливости головки винта и гайки.

И. А. Биргер и Г. Б. Иосилевич предложили расчетную модель группового резьбового соединения (рис. 1, *б*), в которой последнее заменено группой одиночных соединений (по числу винтов). В каждом из них винтами стягиваются втулки высотой $h_1 + h_2$, внутренним диаметром d_0 (диаметр отверстия под винт), наружным диаметром $d_н$. Втулки связаны абсолютно жесткой (недеформируемой) пластиной, к которой приложены внешние нагрузки.

Коэффициент основной нагрузки, определяющий долю внешней нагрузки, приходящуюся на винты, составляет

$$\chi = \lambda_{дет}/(\lambda_{дет} + \lambda_в/z),$$

где $\lambda_{дет} = \lambda_{вт}/z$, $\lambda_в$ — податливости (изменение длины под единичной нагрузкой) соответственно детали и винта.

Силы в винтах, создаваемые внешними нагрузками, находим по формуле

$$F_{вi} = \chi F/z + \chi M x_i/(z_1 x_1^2 + z_2 x_2^2 + ...), \qquad (2)$$

где z_i — число винтов, одинаково удаленных от нейтральной оси.

В работе [6] приведены результаты экспериментального исследования ультразвуковым методом напряжений в различных точках стыка одновинтового соединения (рис. 2, *а*) при разной шероховатости стягиваемых поверхностей и для стыка деталей из разных материалов. Исследовали притертые ($Ra \leqslant 0{,}2$ мкм) и шлифованные ($Ra = 0{,}4$ мкм) поверхности стыка. Поверхности с более грубой обработкой не рассматривали, так как ультразвуковой метод измерений теряет чувствительность с увеличением шероховатости. Получено (рис. 2, *б*), что с увеличением шероховатости кривые распределения по стыку относительного давления $p_{зат}/p_{см}$ (отношение давления, создаваемого силой затяжки, к давлению смятия под головкой винта) становятся все более пологими и давление распространяется на все большую площадь стыка (R — радиус расположения точки измерения). При переходе от стыка сталь—сталь к стыку бронза—бронза и далее к стыку алюминиевый сплав — алюминиевый сплав распределение давления по стыку становится более пологим (рис. 2, *в*). Причиной этого является то, что контактная податливость стыка начинает превалировать над податливостью самих деталей.

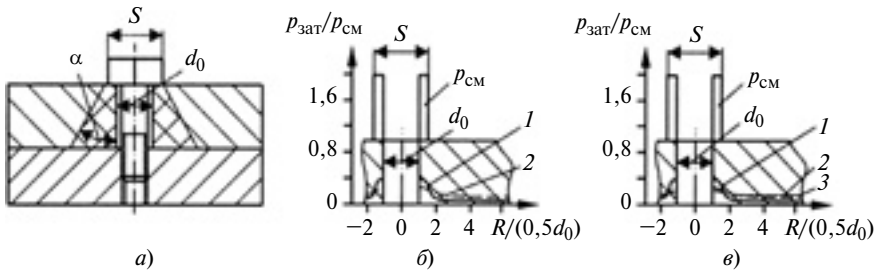


Рис. 2. Одновинтовое соединение:
а — конус давления; *б*, *в* — эпюры относительных давлений $p_{зат}/p_{см}$ от относительного радиуса $R/(0{,}5d_0)$ точки стыка, вида обработки (*1* — притирка, *2* — шлифование) и материала деталей (*1* — обе детали из стали, *2* — из бронзы, *3* — из алюминиевого сплава)

В предлагаемой расчетной модели, в отличие от описанной выше, будем учитывать податливость контактного слоя, полагая согласно результатам, полученным в работе [6], что при свойственных изделиям машиностроения значениях $Ra > 0{,}8$ мкм, контактные деформации распространяются по всей поверхности стыка, т. е. конусы давления с увеличением высоты микронеровностей "размываются".

Податливость контактного слоя характеризует [7] зависимость сближения δ в контактном слое от номинального давления p в контакте:

$$\delta = Ra c_0 \varepsilon \left(\frac{p}{E}\right)^{0,5}. \qquad (3)$$

Здесь $Ra = (Ra_1 + Ra_2)/2$ — средняя арифметическая высота микронеровностей контактирующих поверхностей; c_0 — безразмерный параметр, зависящий от вида обработки поверхностей и направления следов обработки, который в случае параллельности следов обработки для контактирующих поверхностей, полученных торцевым точением или строганием, равен 160, а во всех остальных случаях, т. е. для контактирующих поверхностей, полученных шлифованием или фрезерованием (независимо от направления следов обработки) и полученных торцевым точением или строганием в случае непараллельности следов обработки, составляет 500; $\varepsilon = f(\Delta - W\max)$ — коэффициент влияния масштаба, зависящий от допуска Δ плоскостности [8], определяемого точностью по ГОСТ 24643—81 и наибольшим размером l контактной поверхности, а также наибольшей высотой $W\max$ волны; $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ — приведенный модуль упругости. Зависимость (3) получена в основном по результатам испытаний на контактную жесткость при одинаковой шероховатости контактирующих поверхностей.

Позднее по результатам испытаний Н. Б. Демкина [9] образцов с одной шероховатой, а другой

гладкой контактирующими поверхностями удалось установить, что при разной шероховатости контактирующих поверхностей целесообразнее принимать

$$Ra = (Ra_1^2 + Ra_2^2)^{0,5}. \qquad (4)$$

В этом случае величину c_0 в зависимости (3) следует считать соответственно равной 115 и 355. Формула (4) и соответствующие ей значения c_0 справедливы для любых сочетаний значений Ra_1 и Ra_2.

После подстановки

$$c = Ra c_0 / E^{0,5} \qquad (5)$$

зависимость (3) принимает вид:

$$\delta = c\varepsilon p^{0,5}, \qquad (6)$$

что удобно для решения задач контактной жесткости, связанных с расчетом соединений.

За коэффициент ε влияния масштаба (рис. 3, *а*) принято отношение сближений δ/δ_0, где δ_0 — сближение контактных поверхностей, наибольший размер которых $l_0 = 50$ мм выбран за эталон. Поэтому при $l = 50$ мм имеем $\varepsilon = 1$, при $l < 50$ мм — $\varepsilon < 1$, при $l > 50$ мм — $\varepsilon > 1$. Точнее, при $l < 50$ мм имеем $\varepsilon = l/50$; при $l > 50$ мм, если $3a^{1/3} < a$, то $\varepsilon = 3a^{1/3}$, если $3a^{1/3} > a$, то $\varepsilon = 0,5a + (1 - a^2/12)^{1/2}$, где $a = (\Delta - W\max)/\delta_0$, причем наибольшая высота $W\max$ волны определяется (рис. 3, *б*) средней арифметической высотой Ra микронеровностей контактирующих поверхностей и способом их обработки.

Так как зависимость (6) сближения δ от давления нелинейная, то следует ожидать смещения оси поворота стыка [10] при действии внешних нагрузок.

При нагружении соединения с кольцевым стыком, стянутого z винтами (сила затяжки каждого винта $F_{зат}$), отрывающей силой F и опрокидывающим моментом M (рис. 4), чтобы определить силы $F_{вi}$ в винтах, создаваемые внешними нагрузками, и угол θ поворота соединения, а также расстояния t от оси симметрии стыка до центра поворота при совместном действии сил затяжки винтов и внешних нагрузок F и M, необходимо решить систему, состоящую из $(z + 3)$ нелинейных уравнений, в которые входят: условие равновесия сил; условие равновесия моментов; уравнение деформаций стыка; уравнения деформаций винтов:

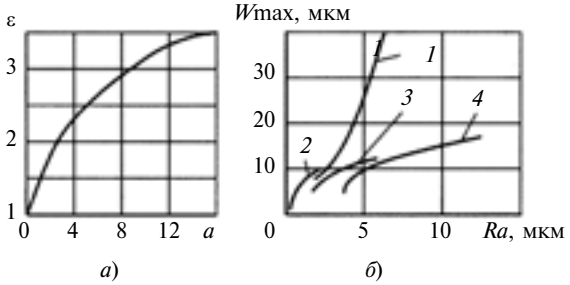


Рис. 3. Зависимость коэффициента ε влияния масштаба от $a = (\Delta - W\max)/\delta_0$ (*а*) и зависимости наибольшей высоты $W\max$ волны от параметра шероховатости Ra при фрезеровании (*1*); строгании (*2*); точении (*3*); шлифовании (*4*) (*б*)

$$\begin{cases}
zF_{зат} - F + \sum\limits_1^z F_{вi} = \int\limits_0^\pi \frac{D_1^2}{2}\left[\sqrt{\left(\frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right)^2 + \frac{(t - 0,5D_1\cos\beta)\theta}{A\lambda_д}} - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right]^2 \sin^2\beta d\beta - \\
\quad - \int\limits_0^\pi \frac{D_2^2}{2}\left[\sqrt{\left(\frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right)^2 + \frac{(t - 0,5D_2\cos\beta)\theta}{A\lambda_д}} - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right]^2 \sin^2\beta d\beta; \\
\sum\limits_1^z (x_i F_{вi}) - M = \int\limits_0^\pi \frac{D_1^3}{4}\left[\sqrt{\left(\frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right)^2 + \frac{(t - 0,5D_1\cos\beta)\theta}{A\lambda_д}} - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right]^2 \sin^2\beta\cos\beta d\beta - \\
\quad - \int\limits_0^\pi \frac{D_2^3}{4}\left[\sqrt{\left(\frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right)^2 + \frac{(t - 0,5D_2\cos\beta)\theta}{A\lambda_д}} - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right]^2 \sin^2\beta\cos\beta d\beta; \\
zF_{зат} - F + \sum\limits_1^z F_{вi} = \int\limits_0^\pi \frac{D_1^2}{2}\left[\sqrt{\left(\frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right)^2 + \frac{(t - 0,5D_1\cos\beta)\theta}{A\lambda_д}} - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right]^2 \sin^2\beta d\beta - \\
\quad - \int\limits_0^\pi \frac{D_2^2}{2}\left[\sqrt{\left(\frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right)^2 + \frac{(t - 0,5D_2\cos\beta)\theta}{A\lambda_д}} - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right]^2 \sin^2\beta d\beta; \\
zF_{зат} - F + \sum\limits_1^z F_{вi} = \int\limits_0^\pi \frac{D_1^2}{2}\left[\sqrt{\left(\frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right)^2 + \frac{(t - 0,5D_1\cos\beta)\theta}{A\lambda_д}} - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right]^2 \sin^2\beta d\beta - \\
\quad - \int\limits_0^\pi \frac{D_2^2}{2}\left[\sqrt{\left(\frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right)^2 + \frac{(t - 0,5D_2\cos\beta)\theta}{A\lambda_д}} - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right]^2 \sin^2\beta d\beta; \\
(t - x)\theta = \varepsilon c p_x^{0,5} + \lambda_д A p_x; \\
F_{вi} = \frac{(t - x_1)\theta - \delta_{зат}}{\lambda_в}; \\
\vdots \\
F_{вz} = \frac{(t - x_z)\theta - \delta_{зат}}{\lambda_в}.
\end{cases} \qquad (7)$$

В системе (7) уравнений D_1 и D_2 — наружный и внутренний диаметры поверхности контакта; p_x — давление в стыке на расстоянии x от его нейтральной оси; A — площадь стыка; $\delta_{зат} = \varepsilon c p_{зат}^{0,5} + \lambda_д A p_{зат}$ — сближение деталей под действием сил затяжки; $\lambda_в$ — податливость винта; $\lambda_д = (h_1 + h_2)/(AE_д)$ — податливость деталей.

Решив систему (7) уравнений, можно вычислить смещение x_0 оси поворота стыка относительно его нейтральной оси при совместном действии нагрузок F и M:

$$x_0 = t - \delta_{зат}/\theta. \quad (8)$$

Сближения на правом и левом краях стыка составят:

$$\delta_{пр} = \delta_{зат} - (t - 0{,}5D_1)\theta. \quad (9)$$

$$\delta_{лев} = \delta_{зат} + (t + 0{,}5D_1)\theta. \quad (10)$$

При нагружении затянутого соединения только растягивающей силой, чтобы вычислить силы в винтах $F_в = F_{в1} = ... = F_{вi} = ... = F_{вz}$, создаваемые внешней силой F, и сближения f по кромкам стыка, необходимо решить систему нелинейных уравнений, включающую в себя: условие равновесия сил; уравнение деформаций стыка; уравнение деформаций винта:

$$\begin{cases} zF_{зат} - F + zF_в = Ap; \\ f = \delta_{зат} - \varepsilon c p^{0,5} - \lambda_д Ap; \\ F_в = f/\lambda_в, \end{cases} \quad (11)$$

где p — давление в стыке, создаваемое силами затяжки винтов и силой F.

Системы нелинейных уравнений (7) и (11) решаются в программе Mathcad.

Результаты расчетов, выполненных по двум методикам, сопоставлены с экспериментальными данными для жестких на изгиб фланцев, опубликованными в работах [1, 2, 11, 12]. В работе [2]

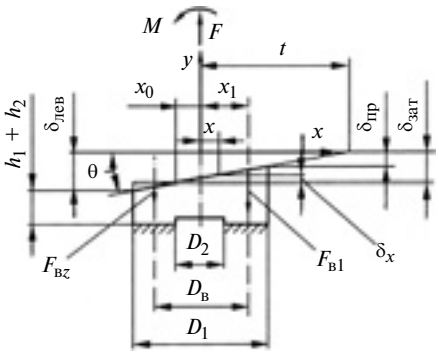


Рис. 4. Предлагаемая расчетная модель группового резьбового соединения

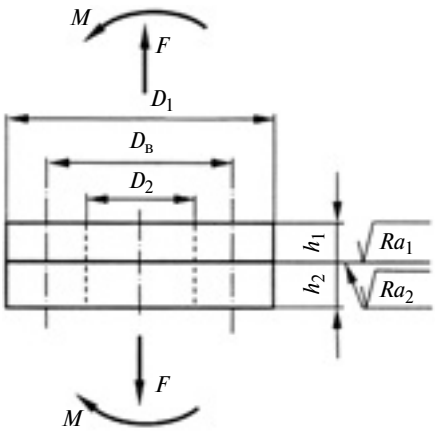


Рис. 5. Параметры, учитываемые при расчете резьбовых соединений кольцевых фланцев по предлагаемой методике

приведены результаты нагружения резьбового соединения кольцевых фланцев (рис. 5) растягивающей силой и опрокидывающим моментом, в работах [11], [12] — опрокидывающим моментом, в работе [1] — растягивающей силой.

На представленной в работе [2] экспериментальной установке испытаны четыре варианта стыков: *А—В*, *А—Г*, *Б—В*, *Б—Г*. В стыке *Б—В* ($D_1 = 100$ мм, $D_2 = 45$ мм) обе контактирующие поверхности получены фрезерованием. В остальных трех стыках одна или две контактирующие поверхности получены торцевым точением после сверления отверстий под винты, что привело к увеличению параметра Ra шероховатости на кольцевой поверхности в зоне расположения винтов. Поэтому для стыков *А—В*, *А—Г* и *Б—Г* принят наружный диаметр опорной поверхности фланца $D_1 = 88$ мм, внутренний диаметр $D_2 = 60$ мм. Параметр Ra варьировали от 2,8 до 7,5 мкм. Во всех четырех стыках диаметр расположения винтов $D_в = 75$ мм, высота фланцев $h_1 = h_2 = 25$ мм. Фланцы стягивали шестью винтами М10. Сила $F_{зат}$ затяжки винтов, которую контролировали с помощью динамометрического ключа, составляла 10 и 20 кН. Соединение нагружали совместно отрывающей силой $F = 4$; 8; 12 кН и опрокидывающим моментом $M = Fl$, где $l = 95$ мм.

В работе [11] приведены данные испытаний резьбового соединения, стянутого шестью винтами М12×1,75, при $D_1 = 200$ мм, $D_2 = 80$ мм, $D_в = 140$ мм, $h_1 = h_2 = 30$ мм, $Ra \approx 0{,}63$ мкм. Сила затяжки винтов составляла 4 и 8 кН. Опрокидывающий момент $M = 0{,}5Fl$, где $l = 140$ мм, изменялся в диапазоне от 0 до 1,7 кН · м. Осевая сила, нагружающая соединение, отсутствовала.

В работе [12] приведены данные испытаний соединения стальных фланцев, стянутых девятью шпильками М18×1,5. Наружный диаметр фланцев — 180 мм, внутренний — 85 мм, $D_в = 143$ мм, $h_1 = 18$ мм, $h_2 = 28$ мм. Соединение нагружали опрокидывающим моментом M, создаваемым силой $F = 0 \div 60$ кН, плечо — 380 мм. Контактирующие поверхности фланцев имели параметр шероховатости $Ra = 2{,}5$ мкм. Поскольку одна из поверхностей этого соединения получена торцевым точением после сверления в ней отверстий, по причине, указанной выше, были приняты $D_1 = 160$ мм, $D_2 = 125$ мм.

В работе [1] представлены данные испытаний резьбового соединения, стянутого шестью винтами М12×1,75, при $D_1 = 115$ мм,

$D_2 = 25$ мм, $D_в = 84$ мм, $h_1 = 18$ мм, $h_2 = 36$ мм, $Ra \approx 1{,}25$ мкм. Сила затяжки винтов составляла $F_{зат} = 4{,}2$; 13; 21,5 и 26,3 кН. Отрывающая сила изменялась от 0 до 12 кН.

Расчетные и экспериментальные значения сил $F_{вi}$, возникающих в винтах при разных значениях F и $F_{зат}$, приведены в табл. 1÷4. В скобках приведены: в числителе — расчетные значения, вычисленные по формуле (2), в знаменателе — по формулам (3)—(7). В табл. 1 приведены также значения смещения x_0 оси поворота стыка, вычисленные по формуле (8). При расчете по фор-

Таблица 1

Экспериментальные [2] и расчетные (в скобках) значения сил $F_{вi}$ в винтах соединений фланцев шестью винтами и смещения x_0 оси поворота при разных значениях $F_{зат}$ и F

Параметр	Стык			
	А—В	*А—Г*	*Б—В*	*Б—Г*
	$F_{зат}$ = 10 кН и F = 4 кН			
$F_{в1}$, Н	2,900 (0,312/1,570)	1,833 (0,312/1,418)	1,500 (312/1142)	2,083 (312/1594)
$F_{в2}$, Н	1,513 (0,058/0,629)	0,192 (0,058/0,535)	0,139 (0,058/0,402)	0,252 (0,058/0,644)
$F_{в3}$, Н	−0,266 (−0,196/−0,312)	−0,130 (−0,196/−0,347)	−0,300 (−0,196/−0,338)	−0,353 (−0,196/−0,308)
x_0, мм	−21,7	−19,7	−17,6	−22,0
	$F_{зат}$ = 10 кН и F = 8 кН			
$F_{в1}$, Н	3,907 (0,625/3,534)	3,333 (0,625/3,152)	3,500 (0,625/2,539)	4,660 (0,625/3,596)
$F_{в2}$, Н	3,052 (0,116/1,525)	1,057 (0,116/1,278)	0,567 (0,116/0,964)	0,592 (0,116/1,567)
$F_{в3}$, Н	−0,800 (−0,393/−0,484)	−0,160 (−0,393/−0,595)	−0,500 (−0,393/−0,611)	−1,411 (−0,393/−0,463)
x_0, мм	−24,6	−22,2	−19,9	−25,1
	$F_{зат}$ = 10 кН и F = 12 кН			
$F_{в1}$, Н	6,580 (0,937/—)	6,167 (0,937/6,320)	5,167 (0,937/4,734)	6,000 (0,937/—)
$F_{в2}$, Н	3,942 (0,173/—)	1,826 (0,173/2,961)	1,084 (0,173/2,019)	1,033 (0,173/—)
$F_{в3}$, Н	−0,800 (−0,589/—)	−0,206 (−0,589/−0,397)	−1,058 (−0,589/−0,697)	−1,411 (−0,589/—)
x_0, мм	—	−28,6	−24,1	—
	$F_{зат}$ = 20 кН и F = 4 кН			
$F_{в1}$, Н	1,008 (0,312/1,116)	1,083 (0,312/1,028)	0,667 (0,312/0,802)	0,834 (0,312/1,130)
$F_{в2}$, Н	0,173 (0,058/0,366)	0,067 (0,058/0,323)	0,063 (0,058/0,238)	0,038 (0,058/0,372)
$F_{в3}$, Н	−0,266 (−0,196/−0,385)	−0,266 (−0,196/−0,382)	−0,705 (−0,196/−0,326)	−0,353 (−0,196/−0,385)
x_0, мм	−15,8	−14,9	−13,7	−16,0
	$F_{зат}$ = 20 кН и F = 8 кН			
$F_{в1}$, Н	2,836 (0,625/2,307)	1,073 (0,625/2,121)	1,000 (0,625/1,661)	1,667 (0,625/2,335)
$F_{в2}$, Н	0,224 (0,116/0,779)	0,336 (0,116/0,687)	0,227 (0,116/0,511)	0,151 (0,116/0,793)
$F_{в3}$, Н	−0,533 (−0,393/0,749)	−0,800 (0,393/0,747)	−1,058 (−0,393/−0,640)	−0,760 (−0,393/−0,748)
x_0, мм	−16,6	−15,6	−14,4	−16,7
	$F_{зат}$ = 20 кН и F = 12 кН			
$F_{в1}$, Н	3,99 (0,937/3,600)	2,167 (0,937/3,302)	2,333 (0,937/2,596)	3,666 (0,937/3,644)
$F_{в2}$, Н	0,700 (0,173/1,256)	0,480 (0,173/1,105)	0,416 (0,173/0,838)	0,504 (0,173/1,280)
$F_{в3}$, Н	−0,800 (−0,589/−1,087)	−0,800 (−0,589/−1,091)	−0,353 (−0,589/−0,939)	−1,058 (−0,589/−1,085)
x_0, мм	−17,4	−16,3	−15,2	−17,6

Примечания.
1. Прочерк означает, что расчетом установлено раскрытие стыка.
2. Для стыков *А—В*, *А—Г*, *Б—Г* диаметры фланцев: $D_1 = 88$ мм и $D_2 = 60$ мм; для стыка *Б—В* диаметры фланцев: $D_1 = 100$ мм и $D_2 = 45$ мм.
3. Параметры шероховатости: для фланца *А* — $Ra = 6{,}3$ мкм; для *Б* — $Ra = 7{,}5$ мкм; для *В* — $Ra = 4{,}7$ мкм; для *Г* — $Ra = 2{,}8$ мкм.
4. $F_{в1}$, $F_{в2}$, $F_{в3}$ — силы от внешней нагрузки в винтах соответственно первой, второй и третьей пар.

муле (2) принято: для данных работ [2] и [11] $S = 17$ мм, для данных работы [12] $S = 27$ мм, для данных работы [1] $S = 19$ мм. При расчете коэффициента ε влияния масштаба принято: для данных работы [2] $\Delta = 19$ мкм, $W_{max} = 12$ мкм; для данных работы [11] $\Delta = 8$ мкм, $W_{max} = 3$ мкм; для данных работы [12] $\Delta = 25$ мкм, $W_{max} = 12$ мкм; для данных работы [1] $\Delta = 7$ мкм, $W_{max} = 4$ мкм. В целях однообразия представления результатов напряжение, измеренное в наиболее напряженной по данным работы [12] шпильке, пересчитано в силу, нагружающую винт.

Результаты экспериментов и расчета в графическом виде представлены на рис. 6÷8, где экспериментальные значения сил показаны точками; зависимости, полученные расчетом по формуле (2), — штриховыми линиями; зависимости, полученные расчетом по формулам (3)—(7) и (11) — сплошными линиями; зависимости для наиболее нагруженного винта при полном раскрытии стыка — штрихпунктирной линией.

Наиболее важно точно определить внешнюю нагрузку, нагружающую винт, так как при переменном нагружении именно эта нагрузка, а не суммарная сила, нагружающая винт, определяет сопротивление усталости винта. При испытаниях, описанных в работе [2], силу затяжки создавали динамометрическим гаечным ключом; точность выбранной силы затяжки составляет 30 % [3]. Анализируя результаты испытаний (см. рис. 6), можно отметить, что силы, возникающие в винтах от внешних нагрузок, увеличиваются с уменьшением силы затяжки винтов. Чтобы оценить неточность измеренных значений сил $F_{вi}$, вносимую погрешностью создания требуемой силы затяжки динамометрическим ключом, построены доверительные ин-

Таблица 2

Экспериментальные [11] и расчетные (в скобках) значения в винтах соединения, стянутого шестью винтами, от силы $F_{зат}$ и опрокидывающего момента M

$F_{зат}$	M, кН · м	$F_{в1}$, кН	$F_{в2}$, кН	$F_{в3}$, кН
4	0,7	0,200 (0,264/0,249)	0,560 (0,528/—)	0,820 (0,660/—)
	1,4	0,080 (0,000/−0,0023)	0,190 (0,000/—)	0,270 (0,000/—)
	1,7	−0,190 (−0,264/−0,201)	−0,340 (−0,528/—)	−0,400 (−0,660/—)
4	0,7	0,130 (0,264/0,165)	0,310 (0,528/0,355)	0,450 (0,660/0,467)
	1,4	0,030 (0,000/0,007)	0,080 (0,000/0,031)	0,110 (0,000/0,052)
	1,7	−0,160 (−0,264/−0,151)	−0,290 (−0,528/−0,293)	−0,350 (−0,660/−0,362)

Примечания.
1. В скобках приведены расчетные значения: в числителе — по формуле (2), в знаменателе — по формулам (3)—(7).
2. Прочерк означает, что расчетом установлено раскрытие стыка.
3. $F_{в1}$, $F_{в2}$, $F_{в3}$ — силы от внешней нагрузки в винтах соответственно первой, второй и третьей пар.

Таблица 3

Экспериментальные [12] и расчетные (в скобках) значения силы ($F_{зат} + F_{в1}$) в первой шпильке соединения, стянутого девятью шпильками, при разных значениях $F_{зат}$ и опрокидывающего момента M

M, кН · м	$F_{зат}$, Н				
	36,9	53,3	75,9	105,6	122,0
9,5	47,0 (41,5/46,3)	60,5 (57,9/61,6)	81,0 (80,5/83,5)	109,7 (110,2/112,6)	123,1 (126,6/128,8)
19,0	63,6 (46,1/60,6)	80,0 (62,5/71,2)	98,4 (85,1/91,6)	117,0 (114,8/120,0)	128,6 (131,2/135,9)
22,8	74,9 (47,9/—)	88,2 (64,3/75,9)	104,6 (86,9/95,1)	121,6 (116,6/123,0)	134,3 (133,0/138,8)

Примечания.
1. В скобках приведены расчетные значения: в числителе — по формуле (2), в знаменателе — по формулам (3)—(7).
2. Прочерк означает, что расчетом установлено раскрытие стыка.

Таблица 4

Экспериментальные [1] и расчетные (в скобках) значения силы ($F_{зат} + F_{в}$), кН, в винтах соединения, стянутого шестью винтами и нагруженного отрывающей силой F

F, кН	$F_{зат}$, Н			
	4,2	13,0	21,5	26,3
30	5,42 (4,25/5,42)	13,90 (13,05/13,83)	22,20 (21,55/22,03)	26,70 (26,35/26,80)
60	—/—	14,70 (13,11/14,57)	22,70 (21,61/22,59)	27,40 (25,41/27,32)
90	—/—	15,70 (13,16/15,60)	23,50 (21,66/23,22)	27,80 (26,46/27,87)
120	—/—	—/—	23,95 (21,70/23,95)	28,50 (26,51/27,48)

Примечания.
1. В скобках приведены расчетные значения: в числителе — по формуле (2), в знаменателе — по формулам (3)—(7).
2. Прочерк означает, что расчетом установлено раскрытие стыка.

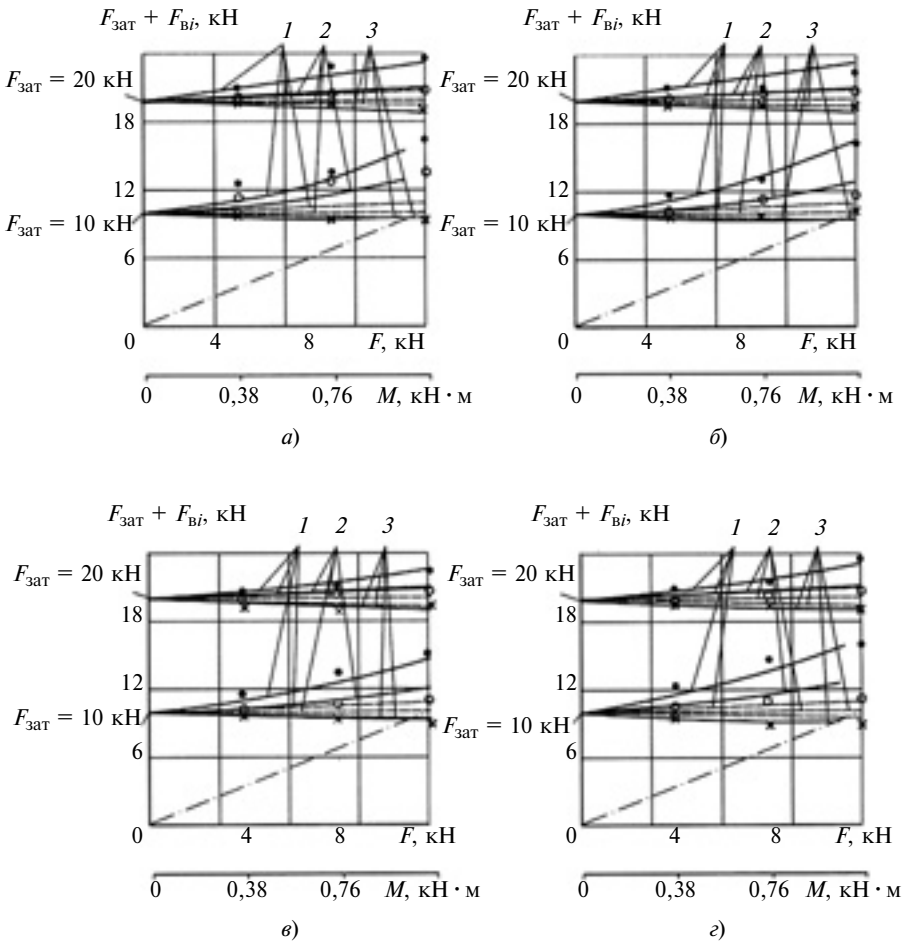


Рис. 6. Зависимости $F_{зат} + F_{вi}$ от силы F и момента M для стыков *А—В* (*а*); *А—Г* (*б*); *Б—В* (*в*); *Б—Г* (*г*):
точки — результаты испытаний [2]; штриховые линии — результаты расчета по формуле (*2*); сплошные линии — по формулам (*3*)—(*7*); штрихпунктирные линии — для наиболее нагруженного винта при полном раскрытии стыка; *1*, *2*, *3* — кривые для первой, второй и третьей пар винтов

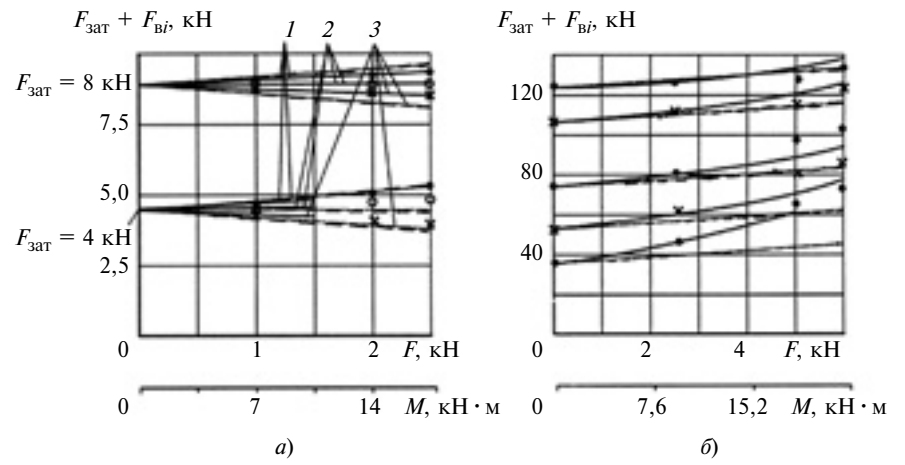


Рис. 7. Зависимости $F_{зат} + F_{вi}$ от силы F и момента M:
точки — по данным работ [11] (*а*) и [12] (*б*); штриховые линии — результаты расчета по формуле (2); сплошные — по формулам (3)—(7); штрихпунктирные — для наиболее нагруженного винта при полном раскрытии стыка; *1*, *2*, *3* — кривые для первой, второй и третьей пар винтов

тервалы $\Delta F_{вi1}$ для этих сил при $F_{зат}$ = 10 кН:

$$\Delta F_{вi1} = 0{,}3(F_{вi0} - F_{вi2})/2,$$

где $F_{вi0}$, $F_{вi2}$ — силы в винтах от внешних нагрузок соответственно при незатянутом соединении (сила затяжки $F_{зат} = 0$) и при $F_{зат}$ = 20 кН. Силы $F_{вi0}$ вычисляли по формуле (2) в предположении, что $\chi = 1$. На рис. 8 приведены доверительные интервалы $\Delta F_{вi1}$ (штрихпунктирная линия), вычисленные по результатам испытаний стыка *Б—Г* резьбового соединения (см. работу [2] и табл. 1) при силе затяжки винта 10 кН.

Сопоставление экспериментальных данных с результатами расчетов по формуле (2), а также по формулам (3)—(7) с учетом построения доверительных интервалов для $\Delta F_{вi1}$ привело к следующим выводам:

1. Силы, возникающие в винтах от внешних нагрузок, увеличиваются с уменьшением силы затяжки винтов (см. точки на рис. 6—8) и увеличением параметра *Ra* шероховатости контактирующих поверхностей.

2. Измеренные значения сил близки к результатам расчетов по формуле (2) только при высокой чистоте обработки поверхностей ($Ra \approx 0{,}63$ мкм) и определенной силе затяжки винтов (см. рис. 7, *а*).

3. Измеренные силы совпадают с результатами расчетов по формулам (3)—(7), (11) с доверительной вероятностью 0,8 при параметре шероховатости контактирующих поверхностей $Ra = 0{,}63 \div 7{,}5$ мкм в широком диапазоне сил затяжки винтов (см. рис. 6—8). Хорошее совпадение объясняется учетом в формулах и жесткости контактного слоя, и нелинейности зависимости (6) сближения в контактном слое от нагрузки.

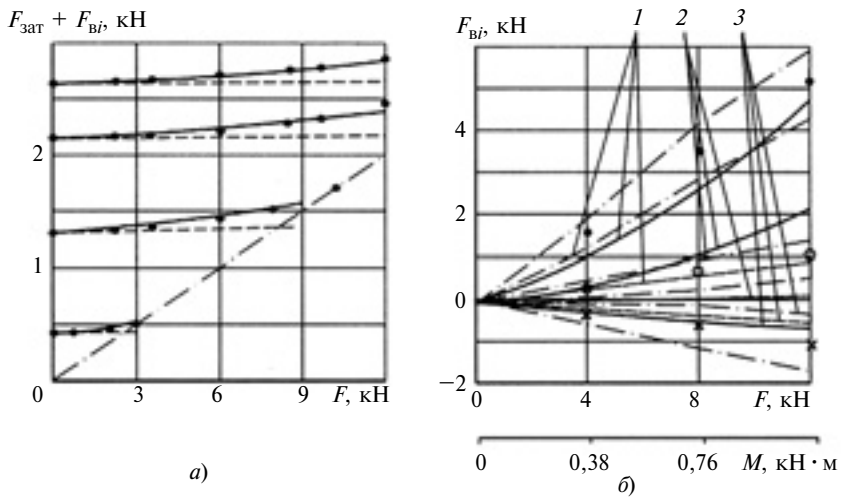


Рис. 8. Зависимости $F_{зат} + F_{вi}$ (*а*) и $F_{вi}$ (*б*) от силы F и момента M:
а — точки — по данным работы [1]; штриховые линии — расчет по формуле (2); сплошные линии — по формулам (3)—(7); штрихпунктирные — для наиболее нагруженного винта при полном раскрытии стыка; *б* — точки — по данным работы [2] для стыка *Б—В* при силе затяжки винта $F_{зат}$ = 10 кН; штрихпунктирные — область их возможных значений; штриховые линии — расчет по формуле (2); сплошные — по формулам (3)—(7); *1*, *2*, *3* — кривые для первой, второй и третьей пар винтов

4. Согласно экспериментальным исследованиям [11] (см. рис. 7, *а*, точки), при нагружении соединения опрокидывающим моментом ось поворота смещается относительно оси симметрии в сторону наиболее нагруженной части стыка. Смещение возрастает с увеличением опрокидывающего момента и снижением силы затяжки винтов. Это учитывается формулами (3)—(8) и может быть объяснено нелинейностью зависимости (6) сближения в контактном слое от нагрузки, но не учитывается формулой (2).

5. Формулы (3)—(11) позволяют определить внешнюю нагрузку, приводящую к раскрытию стыка, которое наблюдалось в стыках *А—Б* и *Б—Г*, но не возникло в стыке *А—Г*. Отсутствие раскрытия стыка *А—Г* можно объяснить суммарным влиянием двух факторов: меньшей податливостью контактного слоя вследствие меньшего значения параметра Ra и меньшим смещением x_0 по сравнению с двумя другими стыками при фиксированной внешней нагрузке. Расчеты по формулам (3)—(8) смещения x_0 оси поворота стыка относительно его нейтральной оси при совместном действии нагрузок F и M для стыков *А—Б*, *А—Г* и *Б—Г* показали (см. табл. 1), что смещения существенны, увеличиваются с возрастанием параметра Ra и достигают 32 мм при силе затяжки винтов $F_{зат}$ = 10 кН и внецентренно приложенной внешней растягивающей силе $F = 11 \div 12$ кН.

Таким образом, расчеты групповых резьбовых соединений с жесткими на изгиб фланцами целесообразно проводить по формулам (3)—(11). Неудобство данных расчетов заключается в необходимости использования компьютера. Для приближенных расчетов можно применять метод, в котором расчет упрощен линеаризацией зависимости (6).

Последовательность расчета:

1. Рассматриваем затянутое соединение, нагруженное отрывающей силой и опрокидывающим моментом. Задаемся давлением $p_{зат}$ в стыке от затяжки винтов. При силе затяжки одного винта $F_{зат}$, их числе z и номинальной площади A стыка давление в стыке от затяжки винтов находим по формуле

$$p_{зат} = zF_{зат}/A. \qquad (12)$$

Для кольцевого стыка с наружным D_1 и внутренним D_2 диаметрами площадь A, момент инерции I и момент сопротивления W относительно нейтральной оси определяются выражениями:

$$\left.\begin{aligned} A &= \pi(D_1^2 - D_2^2)/4; \\ I &= \pi D_1^4[1-(D_2/D_1)^4]/64; \\ W &= 0{,}2D_1^3[1-(D_2/D_1)^4]. \end{aligned}\right\} \qquad (13)$$

Для прямоугольного стыка длиной l и шириной b имеем:

$$\left.\begin{aligned} A &= lb; \\ I &= bl^3/12; \\ W &= bl^2/6. \end{aligned}\right\} \qquad (14)$$

Нелинейную зависимость (6) сближения δ в стыке от давления p, создаваемого внешней отрывающей силой, значения которого колеблются вблизи значения $p_{зат}$, заменяем линейной, введя приближение $\delta \approx k\varepsilon(p - p_{зат}) + c\varepsilon p_{зат}^{0,5}$. Тогда

$$\delta \approx k\varepsilon p, \qquad (15)$$

где k — коэффициент контактной податливости при давлении $p_{зат}$:

$$k = 0{,}5Rac_0/(Ep_{зат})^{0,5}; \qquad (16)$$

c_0 — параметр, учитывающий вид обработки контактной поверхности; E — приведенный модуль упругости материала фланцев.

2. Вычисляем коэффициенты χ_F и χ_M основной нагрузки, определяющие, какую долю, приходящуюся на винты, составляет соответственно отрывающая сила и опрокидывающий момент.

Коэффициент χ_F определяется для затянутого соединения из

условия совместности линейных перемещений под действием растягивающей силы F:

$$\chi_F = \frac{\lambda_{ст} + \lambda_д}{\lambda_{ст} + \lambda_д + \frac{\lambda_в}{z}}, \qquad (17)$$

где $\lambda_в$ — податливость винта, вычисляемая по формуле (1); $\lambda_{ст}$, $\lambda_д$ — податливости стыка и стягиваемых деталей:

$$\lambda_{ст} = k\varepsilon/A; \qquad (18)$$

$$\lambda_д = (h_1 + h_2)/(EA). \qquad (19)$$

В формуле (19) h_1 и h_2 — номинальные толщины стягиваемых фланцев.

Коэффициент χ_M определяется для затянутого соединения из условий равновесия при действии внешнего момента $M = M_д + M_в$ и совместности угловых перемещений:

$$\theta = \Delta_{в1}/x_1,$$

где θ — угол поворота соединения; $\Delta_{в1}$ — удлинение первого винта под действием момента, приложенного к затянутому соединению; x_1 — расстояние от оси симметрии стыка до первого винта.

Так как $\theta = (1 - \chi_M)M \times \left(\frac{\Sigma h_i}{EI} + \frac{k\varepsilon}{I}\right)$ и $\Delta_{в1} = \chi_M M \frac{x_1}{\Sigma(z_i x_i^2)}$, то

$$\chi_M = \frac{\lambda_{ст} + \lambda_д}{\lambda_{ст} + \lambda_д + \frac{\lambda_в I}{A\Sigma(z_i x_i^2)}}, \qquad (20)$$

где z_i — группа винтов, удаленная от нейтральной оси на расстояние x_i.

3. Определяем дополнительную нагрузку на i-й винт:

$$F_{вi} = F_{вF} + F_{вMi}, \qquad (21)$$

где

$$F_{вF} = \chi_F F/z; \qquad (22)$$

$$F_{вMi} = \chi_M M \frac{x_i}{\Sigma(z_i x_i^2)}. \qquad (23)$$

4. Определяем угол θ поворота соединения, который превысит угол поворота стыка на величину угловой деформации самих фланцев

$$\varphi = k\varepsilon(1 - \chi_M)M/I \qquad (24)$$

и составит:

$$\theta = (k\varepsilon + \lambda_д A) \times \times (1 - \chi_M)M/I. \qquad (25)$$

5. Находим минимальное p_{min} и максимальное p_{max} давления в стыке:

$$p_{min} = p_{зат} - (1 - \chi_F)F/A - - (1 - \chi_M)M/W; \qquad (26)$$

$$p_{max} = p_{зат} - (1 - \chi_F)F/A + + (1 - \chi_M)M/W. \qquad (27)$$

6. Находим суммарную силу, действующую на i-й винт:

$$F_{\Sigma i} = F_{зат} + F_{вi}. \qquad (28)$$

7. Определяем расчетную нагрузку на винт:

$$F_р = 1{,}3F_{зат} + F_{в1}. \qquad (29)$$

Расчет по формулам (1), (12)—(29) группового резьбового соединения с жесткими на изгиб фланцами при параметре шероховатости контактирующих поверхностей $Ra = 0{,}63 \div 7{,}5$ мкм не требует использования компьютера и более точен, чем по формуле (2), однако менее точен, чем расчет по формулам (3)—(7), (11), требующим использования компьютера.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. 256 с.

2. **Экспериментальное** исследование группового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом / С. В. Муркин, А. С. Иванов, М. М. Ермолаев и др. // Вестник машиностроения. 2014. № 4. С. 7—9.

3. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.

4. **Биргер И. А.** Расчет резьбовых соединений. М.: Гособорониздат, 1959. 252 с.

5. **Иосилевич Г. Б.** Детали машин: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.

6. **Ито Ю., Тойода И., Нагата С.** Распределение давления на поверхности раздела в болтовом фланцевом соединении. Конструирование и технология машиностроения // Тр. Американского общества инженеров-механиков. Сер. В. 1979. № 2. С. 116—123.

7. **Иванов А. С., Измайлов В. В.** Расчет контактной деформации при конструировании машин // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2006. № 8. С. 3—10.

8. **Палей М. А., Романов А. Б., Брагинский В. А.** Допуски и посадки: Справочник. В 2 ч. СПб.: Политехника, 2001. Ч. 1. 576 с.

9. **Демкин Н. Б.** Контактирование шероховатых поверхностей. М.: Наука, 1970. 227 с.

10. **Расчет** деформаций фрикционного соединения, нагруженного сжимающей силой и произвольной системой моментов / А. С. Иванов, М. М. Ермолаев, Н. Н. Куралина и др. // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 17—19.

11. **Никифоров В. В.** Экспериментальное исследование групповых болтовых соединений с кольцевым стыком, нагруженных изгибающим моментом // Вестник машиностроения. 1974. № 5. С. 28—30.

12. **Павленко П. Д., Талипова И. П.** Прочность фланцевых соединений цапф с картерами мостов автомобилей // Вестник машиностроения. 2004. № 6. С. 21, 22.

УДК 621.22

В. В. СЫРКИН, д-р. техн. наук, В. А. ТРЕЙЕР (Омский ГТУ), e-mail: tmm@omgtu.ru

Исследование работы регуляторов давления повышенной герметичности в условиях вибрационных нагрузок

Установлены условия эксплуатации регуляторов давления (предохранительных клапанов) с запорными элементами из эластичных материалов, обеспечивающие герметичность при стационарных и нестационарных колебаниях и перегрузках. Даны рекомендации по конструированию их элементов.

Ключевые слова: регулятор давления, запорный элемент, эластичный материал, герметичность, колебания, перегрузки.

The service conditions of pressure regulators (of safety valves) with gates made from elastic materials, providing hermiticity at stationary and non-stationary vibrations and overloads, are determined. The recommendations on designing of their elements are given.

Keywords: pressure regulator, gate, elastic material, hermiticity, vibrations, overloads.

Надежность гидравлических регуляторов давления, работающих в условиях вибрационных нагрузок (10÷2000 Гц), вызывающих гравитационные перегрузки до 2000 g, зависит в значительной степени от их герметичности.

При вынужденных колебаниях корпуса регулятора перемещаются и его подвижные элементы, и при возникновении резонанса возможно нарушение его герметичности [1, 2].

Регулятор давления имеет запорный элемент *1* с кольцом *2* из эластичного материала, нагруженный упругими элементами *3* и *4* с жесткостью c_1 и c_2 соответственно (рис. 1).

Масса m запорного элемента равна приведенной массе всех подвижных элементов регулятора. Приведенная жесткость c_2 упругого элемента *4* определяется жесткостью стыка "подвижный запорный элемент — корпус регулятора".

Движение запорного элемента регулятора давления (предохранительного клапана) относительно неподвижного корпуса *6* определяется уравнением

$$y = x + y_{\text{к}}, \qquad (1)$$

где y — координата запорного элемента *1* клапана относительно неподвижного корпуса *6*; x — координата подвижного запорного элемента относительно корпуса *5* клапана по оси O_1x; $y_{\text{к}} = A\cos(\omega t + \varphi_0)$ — уравнение движения корпуса *5* клапана относительно неподвижного корпуса *6* (A — амплитуда недемпфированных колебаний; ω — угловая частота, φ_0 — начальный угол отсчета).

Движение запорного элемента определяется дифференциальным уравнением

$$m\frac{\mathrm{d}^2y}{\mathrm{d}t^2} = -(c_1 + c_2)(x - x_0) - f_{\text{тр}}\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}, \qquad (2)$$

где $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения; x_0 — координата по оси O_1x запорного элемента в равновесном состоянии ($y_{\text{к}} = \text{const}$).

При отклонении положения запорного элемента от равновесного состояния $\xi = x - x_0$, с учетом выражений (1) и (2) получим:

$$\frac{\mathrm{d}^2\xi}{\mathrm{d}t^2} + 2\delta\frac{\mathrm{d}\xi}{\mathrm{d}t}\,\omega_0^2\xi = \alpha\cos(\omega t + \varphi_0),$$

где $\alpha = A\omega^2$ — амплитуда нагрузки, действующей на корпус клапана; $\delta = f_{\text{тр}}/(2m)$ — коэффициент демпфирования; $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ — частота свободных колебаний запорного элемента *1* при отсутствии потерь ($c = c_1 + c_2$).

Частота периодических колебаний запорного элемента *1* совпадает с частотой воздействия нагрузки, а отклонение его положения от равновес-

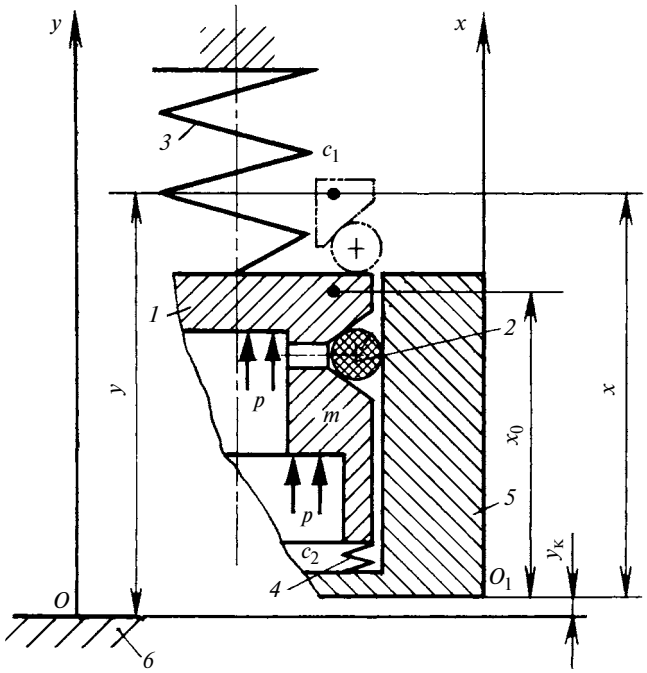


Рис. 1. Схема регулятора давления повышенной герметичности

ного состояния относительно корпуса клапана определяется выражением [2]

$$\xi = \frac{\alpha}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta^2\omega^2}} \cos\left(\omega t + \varphi_0 + \varphi^* - \frac{\pi}{2}\right), \quad (3)$$

где $\varphi^* = (\omega^2 + \omega_0^2)2\delta\omega$.

При отсутствии вибрации уравнение равновесия сил, действующих на запорный элемент, имеет вид:

$$-P - m_0 g + pF + c_2\xi_0 = 0, \quad (4)$$

где P — сила сжатия пружины; m_0 — масса всех подвижных элементов; g — ускорение свободного падения; p — давление перед клапаном; F — площадь поверхностей запорного элемента *1*, на которые воздействует давление p; ξ_0 — первоначальное "поджатие" пары "подвижный элемент — корпус" (первоначальная осадка пружины *4*).

Из уравнения (4) находим:

$$\xi_0 = \frac{P + m_0 g - pF}{c_2}.$$

Удельное давление между упругим элементом и корпусом клапана

$$q = \frac{\xi_0 c_2}{F_у},$$

где $F_у$ — площадь уплотняющей поверхности (пятен контакта).

Герметичность клапана нарушается при определенном значении g, например g_{min}, которое зависит от множества факторов: давления p, свойств материала, ширины посадочного пояса и пр.

Положение запорного элемента при нарушении герметичности определяется выражением

$$\xi_{н.г} = q_{min} F_у / c_2.$$

Тогда допустимое смещение запорного элемента до начала разгерметизации составит

$$\xi_{min} = \xi_0 - \xi_{н.г}. \quad (5)$$

Введем коэффициент $B = \frac{\xi_0 - \xi_{н.г}}{\xi_0}$, характеризующий запас герметичности клапана и выражение (5) запишем как

$$\xi_{min} = B\xi_0. \quad (6)$$

При вибрациях корпуса клапана запорный элемент будет иметь некоторую амплитуду ξ_c смещения, которая согласно выражению (3) составит:

$$\xi_c = \frac{\alpha}{\sqrt{(\omega_0^2 + \omega^2)^2 + 4\delta^2\omega^2}}. \quad (7)$$

Очевидно, что при $\xi_c < \xi_{min}$ герметичность клапана будет сохраняться, а при $\xi_c > \xi_{min}$ — герметичность нарушится, т. е. граничное условие сохранения герметичности имеет вид:

$$\xi_c = \xi_{min}.$$

Введем безразмерную величину $h = \alpha/g$, тогда с учетом выражений (6) и (7) получим условие начала нарушения герметичности клапана:

$$h = \frac{B\xi_0}{g}\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta^2\omega^2}.$$

Минимальная перегрузка, при которой возможно нарушение герметичности, имеет вид:

$$h_{min} = \frac{2B\xi_0\delta}{g}\sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}.$$

Зависимости предельной перегрузки h от частоты f вышеприведенных колебаний корпуса клапана (рис. 2) были определены экспериментально при разных коэффициентах $f_{тр}$ трения при следующих условиях: $m = 0{,}025$ кг, $c_1 = 6{,}6$ кН/м, $P = 180$ Н, $c_2 = 242$ кН/м, $p = 460$ кН/м^2, $F = 3{,}14 \cdot 10^{-6}$ м^2, $B = 1$. Нарушение герметичности происходило при $h = 12$, что хорошо согласуется с расчетными данными.

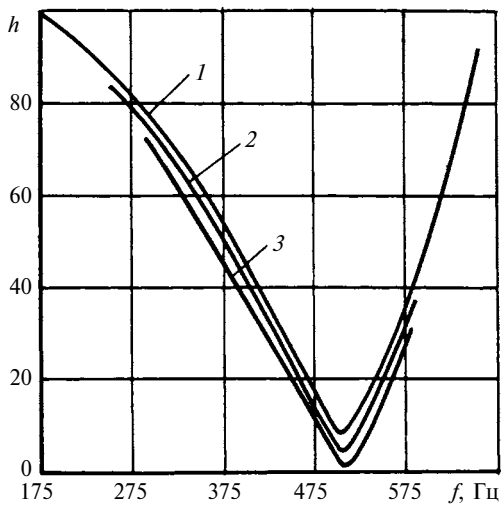


Рис. 2. Зависимости предельной перегрузки *h* предохранительного клапана от частоты *f* колебаний корпуса при коэффициентах трения $f_{тр}$ = 60 (*1*); 40 (*2*) и 20 кг/с (*3*)

При периодических колебаниях запорного элемента расход жидкости при разгерметизации клапана определяется выражением:

$$Q = \mu f \frac{\sqrt{2\Delta p}}{\rho},$$

где f — эффективная площадь проходного сечения; μ — коэффициент расхода; Δp — перепад давлений; ρ — плотность жидкости.

Величину проходного сечения определим исходя из амплитуды колебаний запорного элемента:

$$\xi_p = \alpha / \sqrt{((c_1/m) - \omega^2)^2 + 4\delta_p^2\omega^2}.$$

При этом площадь проходного сечения изменится и составит

$$f = \pi D(\xi_p \cos\omega t - \xi_p^*),$$

где D — приведенный диаметр канала для прохода жидкости; ξ_p^* — амплитуда подъема, определяемая из условия

$$\xi_p \cos\omega t - \xi_p^* = 0,$$

где

$$\xi_p^* = \xi_p \xi_{\min}/\xi. \qquad (8)$$

Средняя площадь проходного сечения клапана за период вынужденных колебаний определяется выражением

$$f_{\text{ср}} = \frac{\pi}{\omega} \int_{t_{\text{н.о}}}^{\pi/210} \pi \xi_p D(\cos\omega t - \xi_{\min}/\xi_{\text{с}}) \mathrm{d}t, \qquad (9)$$

где $t_{\text{н.о}}$ — время начала разгерметизации клапана.

С учетом выражения (8) по формуле (9) получим

$$f_{\text{ср}} = \xi_p D(\sin\varphi_p - \xi_{\min}\varphi_p/\xi_{\text{с}}),$$

где $\varphi_p = \arccos \dfrac{\xi_{\min}}{\xi_{\text{с}}}$.

Расход жидкости через клапан составит:

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \left(\sin\varphi_p - \frac{\xi_{\min}}{\xi_{\text{с}}} \varphi_p \right).$$

Результаты расчетов и эксперимента приведены на рис. 3. При нагрузках 12g (пуск), 14g (останов) и 10g (испытания клапанов на виброустойчивость) имеют место неустановившиеся колебания элементов клапана. Так как режимы работы клапана

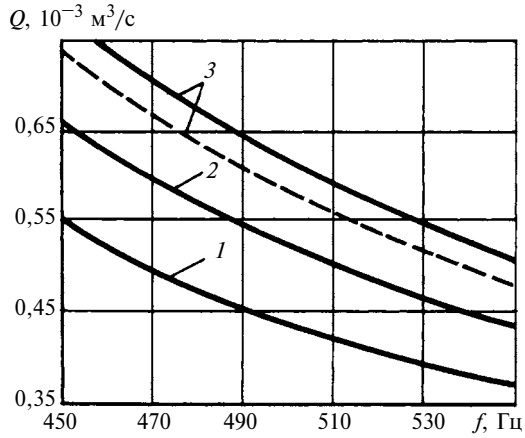


Рис. 3. Расчетные (сплошные линии) и экспериментальная (штриховая линия) зависимости расхода *Q* жидкости через клапан при его разгерметизации от частоты *f* вибрации при нагрузках 10*g* (*1*), 12*g* (*2*), 14*g* (*3*)

в этих условиях являются функциями времени, то уравнение (2) принимает вид:

$$\frac{\mathrm{d}^2\xi}{\mathrm{d}t^2} = 2\delta\frac{\mathrm{d}\xi}{\mathrm{d}t} + \omega_0^2\xi = \alpha(t)\cos\theta(t), \qquad (10)$$

где $\omega = \mathrm{d}\theta/\mathrm{d}t$.

При линейной функции изменения угловой частоты во времени $\omega = vt$, где v — скорость изменения частоты, уравнение (10) решается следующим образом [2].

Определяем амплитуду колебания запорного элемента клапана как функцию времени:

$$\xi_t = \frac{\alpha\sqrt{\pi}}{2\sqrt{2v(\omega_0^2 - \delta^2)}} \sqrt{(U_1 + U_2)^2 + (V_1 + V_2)^2},$$

где $U_1 = U(X_1, Y_1)$; $U_2 = U(X_2, Y_2)$; $V_1 = V(X_1, Y_1)$; $V_2 = V(X_2, Y_2)$; $X_1 = \dfrac{1}{2\sqrt{v}}(vt + \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2 + \delta})$; $Y_1 = -X_1 - \dfrac{\delta}{\sqrt{v}}$; $X_2 = \dfrac{1}{2\sqrt{v}}(vt - \sqrt{\omega_0^2 + \delta^2 + \delta})$; $Y_2 = -X_2 + \dfrac{\delta}{\sqrt{v}}$.

Значения $U(X, Y)$ и $V(X, Y)$ находим по таблицам [2] для интеграла вероятности от функции комплексного переменного. По условиям задачи параметры $U(X, Y)$, $V(X, Y)$ определяем по формулам:

$$U(-X, -Y) = [2\exp(Y^2 + X^2)]\cos(2XY) - U(X, Y);$$

$$V(-X, -Y) = -[2\exp(Y^2 - X^2)]\sin(2XY) - V(X, Y);$$

$$U(X, -Y) = U(-X, -Y); \quad V(X, -Y) = -V(-X, -Y);$$

$$U(-X, Y) = U(X, Y); \quad V(-X, Y) = -V(X, Y);$$

при $X > 0$, $Y > 0$.

Для закона изменения нагрузки $\alpha(t) = A_n v^2 t^2$ колебания запорного элемента определяются выражением [2]

$$\xi_t^* = \frac{A_n}{4}\sqrt{\frac{2\pi v}{\omega_0^2-\delta^2}}\left[\left(2\sqrt{\frac{\omega_0^2-\delta^2}{\pi v}} + \frac{\omega_0^2+2\delta^2}{v}(V_1+V_2) + \right.\right.$$

$$\left. + \frac{2\delta\sqrt{\omega_0^2-\delta^2}}{v}(U_1-U_2) - (U_1+U_2)\right)^2 +$$

$$+\left(\frac{\omega_0^2+2\delta^2}{v}(U_1+U_2) + \frac{2\delta\sqrt{\omega_0^2+\delta^2}}{v}(V_2-V_1) + \right.$$

$$\left.\left. + (V_1+V_2)2\sqrt{\frac{\omega_0^2-\delta^2}{\pi v}}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}.$$

На рис. 4 и 5 приведены результаты расчета, анализ которых показал, что амплитуда колебаний запорного элемента клапана зависит от скорости v изменения их частоты f: при увеличении скорости v диапазон резонансных частот увеличивается и смещается в сторону увеличения частоты f, что особенно заметно при малых коэффициентах δ демпфирования. С увеличением коэффициента δ влияние скорости v на амплитуду колебаний и при

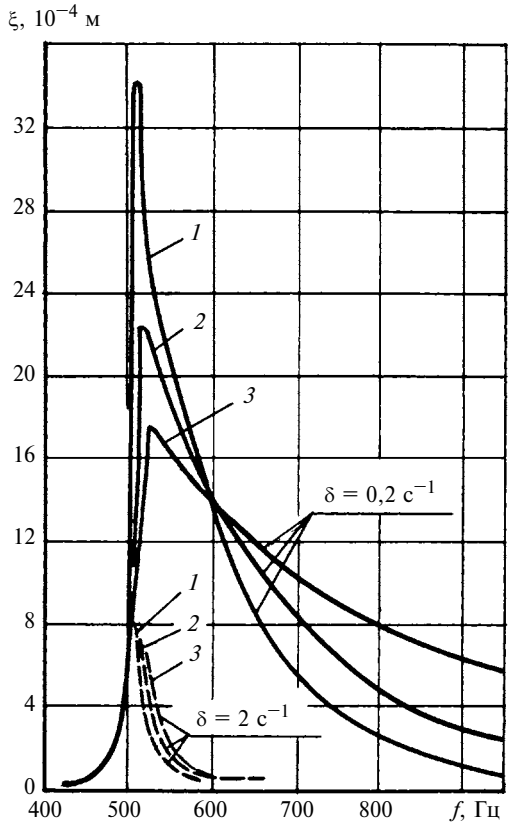


Рис. 4. Зависимости амплитуды ξ нестационарных колебаний запорного элемента предохранительного клапана при h = const и v = 25 (*1*); 37,5 (*2*); 75 Гц/с (*3*)

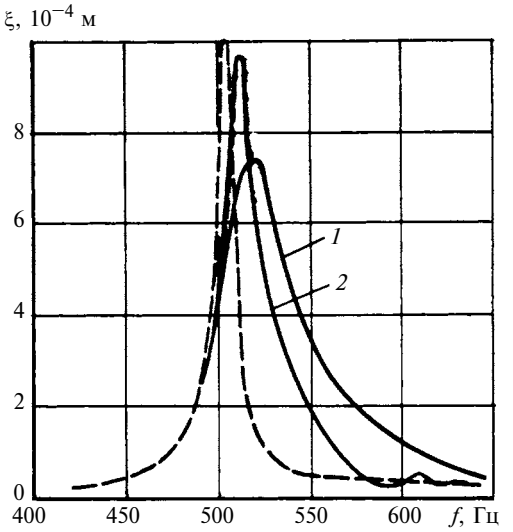


Рис. 5. Зависимости амплитуды ξ нестационарных колебаний запорного элемента при $h = A_n\varphi^2/g$ (сплошные линии) при v = 37,5 (*1*) и 75 Гц/с (*2*) и стационарных колебаний (штриховая линия)

стационарных, и при нестационарных колебаниях становится несущественным. Так, при $\frac{\delta}{\sqrt{v}} > 1{,}4$ разница амплитуд ξ_t и ξ_c составляет менее 5 %. Максимальная амплитуда $\xi_{t\max}$ нестационарных колебаний с увеличением коэффициента δ уменьшается, при этом отношение $\xi_{t\max}/\xi_{c\max}$ увеличивается, асимптотически приближаясь к единице. При увеличении δ, снижаются $\xi_{t\max}$ и $\xi_{c\max}$ и увеличивается их отношение, т. е. упругая подвижная система становится менее чувствительной к скорости изменения частоты возмущений (перегрузки).

Отметим, что при стационарных гармонических колебаниях разгерметизация происходит при определенной перегрузке. Аналогичный результат при нестационарных колебаниях наблюдается, только если скорость v изменения частоты f не превышает некоторого значения ($v_{\max}$), при котором $\xi_t \geqslant \xi_{\min}$ в данном диапазоне частот и при данной перегрузке; в противном случае при этих условиях герметичность клапана сохраняется.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Башта Т. М., Зайченко И. З., Ермаков В. В.** Объемные гидравлические приводы. М.: Машиностроение, 1968. 628 с.

2. **Бугаенко В. Ф., Гулий Н. А., Линский Н. Ф.** Герметичность клапанов предохранительного типа при гармонических вынужденных колебаниях // Пневматика и гидравлика. М.: Машиностроение, 1975. Вып. 2. С. 217—225.

УДК 62.501.32

Ю. А. МЕДВЕДЕВ, В. Н. ФИЛИМОНОВ, кандидаты технических наук (Владимирский ГУ),
e-mail: medvedev@vlsu.ru

Исследование влияния газовых включений в рабочей жидкости на динамические свойства электрогидравлических исполнительных механизмов

Приведены методика исследований дроссельных электрогидравлических исполнительных механизмов с помощью специальной установки для вакуумирования жидкости, схема установки и результаты экспериментов.

Ключевые слова: дроссельный электрогидравлический исполнительный механизм, исследование, методика, рабочая жидкость, газовые включения.

The methodology of research of throttling electrohydraulic actuating mechanisms using special machine for fluid vacuumization, the scheme of the machine and experimental results are presented.

Keywords: throttling electrohydraulic actuating mechanism, research, methodology, hydraulic fluid, occluded gas.

На динамические свойства систем автоматического управления с электрогидравлическим механизмом в качестве силового исполнительного элемента большое влияние оказывает содержание в рабочей жидкости газовых включений, например воздуха.

Существующие методы экспериментальных исследований позволяют определить изменение коэффициента жесткости гидровоздушной смеси лишь в "идеальных" гидравлических устройствах. В одних публикациях решение этого вопроса приближено к лабораторным условиям (гладкие и чистые стенки сосудов и т. п.), в других — исследования проведены только для сосудов простейшей формы (например, для труб). В настоящее время в связи с созданием быстродействующих электрогидравлических систем управления большой интерес вызывает влияние на динамические свойства автоматических систем газовых включений в рабочей жидкости реальных гидравлических механизмов с резервуарами сложной конфигурации.

Данная статья посвящена экспериментальному исследованию влияния газовых включений на динамические свойства реальных электрогидравлических дроссельных исполнительных механизмов с использованием обычной рабочей жидкости и жидкости, из которой предварительно удаляли воздух и другие газовые включения с помощью специально разработанной установки для вакуумирования (рисунок).

Рассмотрим устройство и принцип действия установки. Форвакуумный насос *1* мод. РВН-20 обеспечивает максимальное разрежение 1,33 Па. Остаточное давление измеряется ртутным U-образным вакуумметром *2* с точностью до 66,5 Па.

Вакуумная установка снабжена краном *3* и трубкой с капиллярным концом для медленного заполнения системы воздухом после окончания опыта. В трубопровод, соединяющий установку с исследуемым объектом *4*, врезан баллон *5*, предназначенный для гашения масляной пены, которая возникает при удалении воздуха из рабочей жидкости при вакуумировании.

Для проведения экспериментальных исследований были разработаны методика удаления воздуха из рабочей жидкости и методика заправки электрогидравлического исполнительного механизма (ЭГИМ) *4* под вакуумом и предотвращения обратного насыщения рабочей жидкости воздухом в процессе работы ЭГИМа.

Воздух удаляется из рабочей жидкости в отдельном сосуде *6*, который присоединен к патрубку *7*, ввернутому вместо пробки заправочного отверстия камеры низкого давления гидромашины.

Воздух откачивается из сосуда через картер дроссельного исполнительного механизма, для чего в самой верхней его точке установлен специальный штуцер *8*, соединенный с вакуумной установкой шлангом.

При проведении экспериментов выяснилось, что уплотнения вала приводного электродвигателя шестеренного насоса и выходного вала ЭГИМа выполняют свою функцию, только если давление в полостях силового гидроцилиндра механизма превышает давление окружающей среды. В противном случае через уплотнения происходит приток возду-

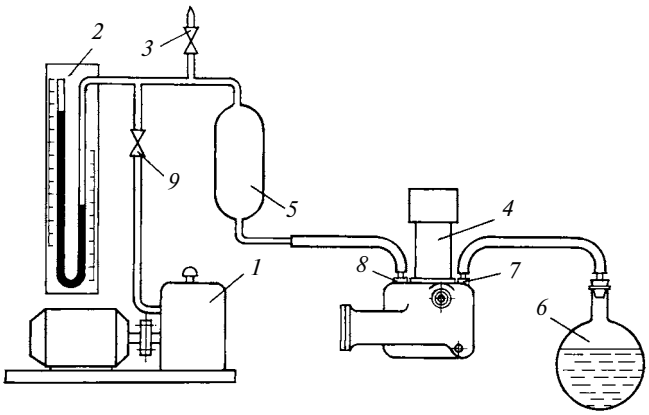


Схема устройства для вакуумирования рабочей жидкости

ха извне. Для устранения этого недостатка сконструировали узел дополнительного уплотнения выходного вала и изменили на обратное установочное положение одного из уплотнений вала приводного электродвигателя насосной системы ЭГИМа.

В начале процесса выделения воздуха рабочая жидкость бурно вскипает, образуя пену, которая занимает большой объем. Это продолжается 40÷60 мин; при интенсивном взбалтывании и нагревании рабочей жидкости до температуры 323÷333 К пузырьки газовых включений перестают выделяться.

Описанная методика удаления газовых включений была использована для определения модуля объемной упругости жидкости. Податливость поршня силовых гидродвигателей, обусловленная сжимаемостью жидкости, и влияние нестационарных процессов в гидравлическом тракте на динамические свойства ЭГИМа во многом зависят от модуля объемной упругости жидкости. При проектировании электрогидравлических исполнительных механизмов автоматических систем также бывают необходимы сведения о сжимаемости жидкости в силовом гидроцилиндре и ее коэффициенте сжатия.

Экспериментальные исследования модуля упругости и коэффициента сжатия проводили на реальных электрогидравлических исполнительных механизмах с гидравлическим источником постоянной подачи. В качестве объекта испытаний использовали ЭГИМ У-30, в конструкцию которого были внесены описанные выше изменения.

Порядок проведения экспериментов

ЭГИМ резко нагружали с помощью пружины внешней позиционной пружинной нагрузкой, направленной так, что столб жидкости в одной из полостей силового гидроцилиндра сжимался.

Сопоставив значения деформации двух разных объемов рабочей жидкости, из которой предварительно был удален воздух, определили коэффициент объемного сжатия рабочей жидкости

$$E_0 = \frac{\Delta V}{Vp} = 7{,}6 \cdot 10^{-10}\ 1/\text{Па},$$

где ΔV, см^3 — объемная деформация при давлении p, Па; V, см^3 — объем сжимаемой жидкости.

Модуль объемной упругости для жидкости, свободной от пузырьков газа, составил:

$$G_0 = \frac{1}{E_0} = 1{,}33 \cdot 10^9\ \text{Па},$$

что совпадает с данными, приведенными в работе [1].

В реальных гидросистемах технологией сборки не предусматривается тщательная очистка рабочей жидкости, поэтому в последней всегда имеется некоторое количество газов. Ввиду этого следует получить значения коэффициента сжатия и модуля упругости для реальных жидкостей, используемых в электрогидравлических механизмах.

Экспериментальные исследования показали, что жидкости, для которых технологией сборки механизмов не предусмотрена специальная очистка от газовых включений, имеют модуль объемной упругости G_0 в 5 раз меньше модуля упругости жидкости, свободной от пузырьков, а коэффициент E_0 объемного сжатия реальной жидкости соответственно в 5 раз больше.

Типичные осциллограммы процессов, происходящих в ЭГИМе при резком приложении позиционной нагрузки, приведены в работе [2], где представлен переходный режим в одной из полостей силового цилиндра при скачкообразном изменении пружинной нагрузки, когда рабочая жидкость свободна от газовых включений. При этом частота собственных колебаний гидромеханического тракта равна ≈85 Гц и наблюдается уменьшение угла δ поворота выходного вала после суммарной деформации $\Delta\delta_\Sigma$ гидромеханического тракта, что объясняется неполным исключением стока жидкости из замкнутой полости. Анализ процессов показал, что при наличии в рабочей жидкости газовых включений частота собственных колебаний гидромеханического тракта уменьшается, а деформация значительно увеличивается.

Согласно полученным результатам коэффициент E_0 объемного сжатия рабочей жидкости в реальных электрогидравлических исполнительных механизмах приблизительно в 5 раз больше, чем для жидкости, свободной от газовых включений. Наличие газовых включений в рабочей жидкости приводит к сужению полосы пропускания частот автоматической системы управления, а попадание воздуха и других газовых включений в рабочий тракт существенно снижает жесткость исполнительного механизма относительно нагрузки.

Таким образом, при анализе автоматических систем с электрогидравлическими исполнительными механизмами, следует учитывать возможное ухудшение их динамических свойств из-за наличия газовых включений в рабочей жидкости.

Разработанная методика проведения экспериментов может быть использована при исследовании динамики электрогидравлических механизмов и других классов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хохлов В. А.** Электрогидравлический следящий привод. М.: Наука, 1986. 386 с.

2. **Медведев Ю. А.** Исследование влияния содержания газовых включений в рабочей жидкости на динамические свойства электрогидравлических исполнительных механизмов // Аннотированный библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 530 — В 2011). 2012. № 2. Б/о 25. 8 с.

УДК 681.2.088.001.5

Н. А. МАСЛОВ, канд. техн. наук, Я. О. КАЗАЧЕНКО (Сибирский государственный университет путей сообщения, г. Новосибирск), e-mail: namaslov@mail.ru

Метрологическое обеспечение стенда для испытаний насосов с инерционным приводным устройством[1]

Рассмотрен выбор класса точности измерительных приборов и инструментов, рассчитана относительная погрешность измерения параметра диагностирования для приборов разных классов точности. Обосновано конструктивное исполнение приводного устройства в зависимости от полученных погрешностей измерений. Даны рекомендации по выбору измерительных приборов и инструментов.

Ключевые слова: насос, параметр диагностирования, относительная погрешность, класс точности.

The selection of accuracy class of measuring instruments and tools is considered, the relative error of measuring of diagnostics parameter for instruments of different accuracy classes is calculated. The structural design of drive mechanism depending on obtained inaccuracies of measurements is substantiated. The recommendations on selection of measuring instruments and tools are given.

Keywords: pump, parameter of diagnostics, relative error, accuracy class.

Для испытания объемных насосов разработан стенд [1], в котором используется инерционное приводное устройство. Вал насоса соединен с маховиком, по угловому замедлению ε и моменту инерции I которого определяется вращающий момент $T_Н$ на валу насоса в пределах заданных интервалов времени:

$$T_Н = I\varepsilon.$$

Угловое замедление на отрезке времени составляет:

$$\varepsilon = (\omega_{i+1} - \omega_i)/\Delta t, \qquad (1)$$

где ω_i и ω_{i+1} — угловые скорости вала гидромотора, измеренные через промежуток времени Δt.

Основной диагностический параметр насоса — полный КПД [2]:

$$\eta_Н = \frac{P_Н^{вых}}{P_Н^{вх}} = \frac{(p_Н^{нап} - p_Н^{вс})Q_Н^{вых}}{T_Н\omega_Н}, \qquad (2)$$

где $P_Н^{вых}$ и $P_Н^{вх}$ — мощности на входе (на валу) и выходе (в напорной линии) насоса; $T_Н$ и $\omega_Н$ — вращающий момент и угловая скорость вала насоса; $p_Н^{нап}$ и $p_Н^{вс}$ — давление жидкости в напорной и всасывающей линиях; $Q_Н^{вых}$ — расход жидкости в напорной линии насоса.

Точность определения полного КПД зависит от точности приборов для измерения параметров, входящих в формулу (2). При инерционном приводе формула (2) после подстановки в нее выражения (1) примет вид:

$$\eta_Н = \frac{P_Н^{вых}}{P_Н^{вх}} = \frac{(p_Н^{нап} - p_Н^{вс})Q_Н^{вых}}{I_\Sigma\varepsilon\omega}, \qquad (3)$$

где I_Σ — суммарный момент инерции вращающихся масс системы.

Суммарный момент инерции I_Σ — главный параметр стенда, значение которого зависит от места установки маховика: на отдельном валу (рис. 1) или на валу насоса (рис. 2).

Рассмотрим оба этих варианта для оценки возможной точности получения значения $\eta_Н$ в зависимости от точности определения показателей I_Σ, ε, ω, $p_Н^{нап}$, $p_Н^{вс}$ и $Q_Н^{вых}$ в формуле (3). На рис. 1 и 2 использованы обозначения: $R_{мах}$ и $r_{мах}$ — радиусы маховика и отверстия в нем; $b_{мах}$ — толщина маховика; l_i и r_i — длины и радиусы i-х участков валов; $I_{мах}$, $I_в$, $I_Н$, $I_М$ — моменты инерции соответ-

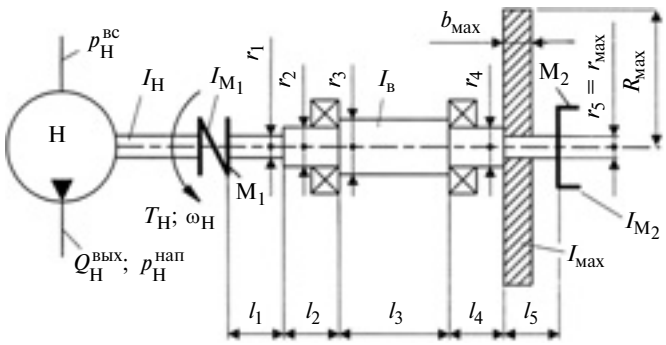


Рис. 1. Расчетная схема при установке маховика на отдельном валу

[1] По материалам научно-исследовательской работы "Новые технические средства для испытаний объемных гидромоторов и насосов путевых, строительных и подъемно-транспортных машин", выполняемой по гранту на научные исследования и разработку образовательных программ в Сибирском государственном университете путей сообщения.

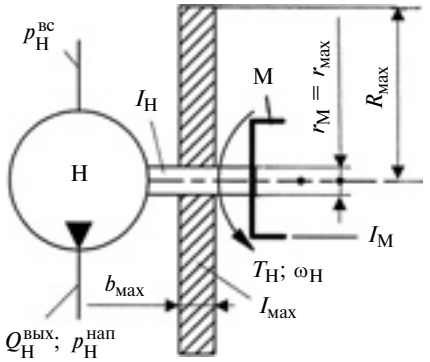


Рис. 2. Расчетная схема при установке маховика на валу насоса

ственно маховика, вала, вращающихся масс насоса, муфты.

Стенд с маховиком, установленным на отдельном валу

Суммарный момент инерции вращающихся масс системы

$$I_{\Sigma} = I_{\text{Н}} + I_{\text{п}}. \tag{4}$$

Здесь $I_{\text{п}} = I_{\text{М}_1} + I_{\text{в}} + I_{\text{мах}} + I_{\text{М}_2}$ — момент инерции приводного устройства, где $I_{\text{М}_{1,2}}$ — моменты инерции соединительных муфт, определяются по справочнику. Величины $I_{\text{мах}}$ и $I_{\text{в}}$ определяют из условий обеспечения рационального времени разгона системы до номинальной частоты вращения вала.

Если маховик выполнен в виде диска без обода с отверстием по центру, то его момент инерции обусловлен толщиной $b_{\text{мах}}$ диска, плотностью $\rho_{\text{мах}}$ материала, радиусами $R_{\text{мах}}$ и $r_{\text{мах}}$:

$$I_{\text{мах}} = \frac{\pi b_{\text{мах}} \rho_{\text{мах}} (R_{\text{мах}}^4 - r_{\text{мах}}^4)}{2}. \tag{5}$$

Здесь

$$\rho_{\text{мах}} = \frac{m_{\text{мах}}}{V_{\text{мах}}} = \frac{m_{\text{мах}}}{\pi b_{\text{мах}} (R_{\text{мах}}^2 - r_{\text{мах}}^2)}, \tag{6}$$

где $m_{\text{мах}}$ и $V_{\text{мах}}$ — масса и объем маховика.

Момент инерции вала из n участков длинами l_i и радиусами r_i составляет:

$$I_{\text{в}} = \sum_{i=1}^{n} \frac{\pi \rho_{\text{в}} r_i^4 l_i}{2},$$

где

$$\rho_{\text{в}} = \frac{m_{\text{в}}}{V_{\text{в}}} = \frac{m_{\text{в}}}{\sum\limits_{i=1}^{n} (\pi r_i^2 l_i)}.$$

Средняя угловая скорость $\omega_{\text{с}}$ за время Δt имеет вид:

$$\omega_{\text{с}} = (\omega_{i+1} + \omega_i)/2. \tag{7}$$

Тогда формула (3) примет вид:

$$\eta_{\text{Н}}(t) = \frac{(p_{\text{Н}}^{\text{нап}} - p_{\text{Н}}^{\text{вс}}) Q_{\text{Н}}^{\text{вых}}}{(I_{\text{п}} + I_{\text{М}_1} + I_{\text{в}} + I_{\text{мах}} + I_{\text{М}_2}) \varepsilon \omega_{\text{с}}} =$$

$$= \frac{(p_{\text{Н}}^{\text{нап}} - p_{\text{Н}}^{\text{вс}}) Q_{\text{Н}}^{\text{вых}}}{\left[I_{\text{п}} + I_{\text{М}_1} + I_{\text{М}_2} + \frac{1}{2} m_{\text{в}} \sum\limits_{i=1}^{n} \frac{r_i^4 l_i}{\sum\limits_{i=1}^{n} (r_i^2 l_i)} + \right.} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{}{\left. + \frac{1}{2} m_{\text{мах}} \frac{R_{\text{мах}}^4 - r_{\text{мах}}^4}{R_{\text{мах}}^2 - r_{\text{мах}}^2} \right] \left[\frac{(\omega_{i+1} - \omega_i)}{\Delta t} \frac{(\omega_{i+1} + \omega_i)}{2} \right]}. \tag{8}$$

Точность определения значения $\eta_{\text{Н}}$ можно рассчитать на основании рекомендаций работы [2] в приведенной ниже последовательности:

1. Относительные погрешности измерений параметров $R_{\text{мах}}^4$, $r_{\text{мах}}^4$, $R_{\text{мах}}^2$, $r_{\text{мах}}^2$:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{R_{\text{мах}}^4} &= 2\delta_{R_{\text{мах}}}; \\ \delta_{r_{\text{мах}}^4} &= 2\delta_{r_{\text{мах}}}; \end{aligned} \right\} \tag{9}$$

$$\left. \begin{aligned} \delta_{R_{\text{мах}}^2} &= \delta_{R_{\text{мах}}} \sqrt{2}; \\ \delta_{r_{\text{мах}}^2} &= \delta_{r_{\text{мах}}} \sqrt{2}, \end{aligned} \right\} \tag{10}$$

где $\delta_{R_{\text{мах}}}$, $\delta_{r_{\text{мах}}}$ — относительные погрешности измерения $R_{\text{мах}}$ и $r_{\text{мах}}$.

2. Относительная погрешность вычисления произведения $r_i^4 l_i$:

$$\delta_{r_i^4 l} = \sqrt{4\left(\delta_{r_i}\right)^2 + \left(\delta_{l_i}\right)^2}, \tag{11}$$

где δ_{r_i}, δ_{l_i} — относительные погрешности измерения r_i, l_i.

3. Относительная погрешность вычисления произведения $r_i^2 l_i$:

$$\delta_{r_i^2 l_i} = \sqrt{2\left(\delta_{r_i}\right)^2 + \left(\delta_{l_i}\right)^2}. \tag{12}$$

4. Относительная погрешность вычисления $\sum\limits_{i=1}^{n}(r_i^2 l_i)$:

$$\delta_{\sum\limits_{i=1}^{n}(r_i^2 l_i)} = \frac{\sqrt{\sum\limits_{i=1}^{n}\left[\delta_{r_i^2 l_i} r_i^2 l_i\right]^2}}{\sum\limits_{i=1}^{n}(r_i^2 l_i)}. \qquad (13)$$

5. Относительная погрешность вычисления $\dfrac{r_i^4 l_i}{\sum\limits_{i=1}^{n}(r_i^2 l_i)}$:

$$\delta_{\frac{r_i^4 l_i}{\sum\limits_{i=1}^{n}(r_i^2 l_i)}} = \sqrt{\left(\delta_{r_i^4 l_i}\right)^2 + \left(\delta_{\sum\limits_{i=1}^{n}(r_i^2 l_i)}\right)^2}. \qquad (14)$$

6. Относительная погрешность вычисления $\sum\limits_{i=1}^{n}\dfrac{r_i^4 l_i}{\sum\limits_{i=1}^{n}(r_i^2 l_i)}$:

$$\delta_{\sum\limits_{i=1}^{n}\frac{r_i^4 l_i}{\sum\limits_{i=1}^{n}(r_i^2 l_i)}} = \frac{\sqrt{\sum\limits_{i=1}^{n}\left[\delta_{\frac{r_i^4 l_i}{\sum\limits_{i=1}^{n}(r_i^2 l_i)}} \dfrac{r_i^4 l_i}{\sum\limits_{i=1}^{n}(r_i^2 l_i)}\right]^2}}{\sum\limits_{i=1}^{n}\dfrac{r_i^4 l_i}{\sum\limits_{i=1}^{n}(r_i^2 l_i)}}. \qquad (15)$$

7. Относительная погрешность вычисления момента инерции $I_в$ вала:

$$\delta_{I_в} = \sqrt{\left(\delta_{m_в}\right)^2 + \left(\delta_{\sum\limits_{i=1}^{n}\frac{r_i^4 l_i}{\sum\limits_{i=1}^{n}(r_i^2 l_i)}}\right)^2}. \qquad (16)$$

8. Относительные погрешности вычисления разностей $R_{мах}^4 - r_{мах}^4$ и $R_{мах}^2 - r_{мах}^2$:

$$\delta_{R_{мах}^4 - r_{мах}^4} = \frac{\sqrt{\left(\delta_{R_{мах}^4} R_{мах}^4\right)^2 + \left(\delta_{r_{мах}^4} r_{мах}^4\right)^2}}{R_{мах}^4 - r_{мах}^4} =$$

$$= \frac{\sqrt{\left(2\delta_{R_{мах}} R_{мах}^4\right)^2 + \left(2\delta_{r_{мах}} r_{мах}^4\right)^2}}{R_{мах}^4 - r_{мах}^4}; \qquad (17)$$

$$\delta_{R_{мах}^2 - r_{мах}^2} = \frac{\sqrt{\left(\delta_{R_{мах}^2} R_{мах}^2\right)^2 + \left(\delta_{r_{мах}^2} r_{мах}^2\right)^2}}{R_{мах}^2 - r_{мах}^2} =$$

$$= \frac{\sqrt{\left(\delta_{R_{мах}} \sqrt{2} R_{мах}^2\right)^2 + \left(\delta_{r_{мах}} \sqrt{2} r_{мах}^2\right)^2}}{R_{мах}^2 - r_{мах}^2}. \qquad (18)$$

9. Относительная погрешность вычисления частного $\dfrac{R_{мах}^4 - r_{мах}^4}{R_{мах}^2 - r_{мах}^2}$:

$$\delta_{\frac{R_{мах}^4 - r_{мах}^4}{R_{мах}^2 - r_{мах}^2}} = \sqrt{\left(\delta_{R_{мах}^4 - r_{мах}^4}\right)^2 + \left(\delta_{R_{мах}^2 - r_{мах}^2}\right)^2}. \qquad (19)$$

10. Относительная погрешность вычисления момента инерции $I_{мах}$ маховика:

$$\delta_{I_{мах}} = \sqrt{\left(\delta_{m_{мах}}\right)^2 + \left(\delta_{\frac{R_{мах}^4 - r_{мах}^4}{R_{мах}^2 - r_{мах}^2}}\right)^2}. \qquad (20)$$

11. Относительная погрешность вычисления разности $\omega_{i+1} - \omega_i$ и средней угловой скорости $\omega_с = (\omega_{i+1} + \omega_i)/2$:

$$\delta_{\omega_{i+1} - \omega_i} = \frac{\sqrt{\left(\delta_{\omega_{i+1}} \omega_{i+1}\right)^2 + \left(\delta_{\omega_i} \omega_i\right)^2}}{\omega_{i+1} - \omega_i}; \qquad (21)$$

$$\delta_{\omega_с} = \frac{\sqrt{\left(\delta_{\omega_{i+1}} \omega_{i+1}\right)^2 + \left(\delta_{\omega_i} \omega_i\right)^2}}{\omega_{i+1} + \omega_i}. \qquad (22)$$

12. Относительная погрешность вычисления углового ускорения ε:

$$\delta_\varepsilon = \sqrt{\left(\delta_{\omega_{i+1} - \omega_i}\right)^2 + \left(\delta_{\omega_с}\right)^2 + (\delta_{\Delta t})^2}, \qquad (23)$$

где $\delta_{\Delta t}$ — относительная погрешность измерения Δt.

13. Относительная погрешность вычисления суммарного момента I_Σ вращающихся масс:

$$\delta_{I_\Sigma} = \frac{\sqrt{\left(\delta_{I_п} I_Н\right)^2 + \left(\delta_{I_{М_1}} I_{М_1}\right)^2 + \left(\delta_{I_{М_2}} I_{М_2}\right)^2 + \left(\delta_{I_в} I_в\right)^2 + \left(\delta_{I_{мах}} I_{мах}\right)^2}}{I_Н + I_{М_1} + I_в + I_{мах} + I_{М_2}}, \qquad (24)$$

где $\delta_{I_п}$, $\delta_{I_{М_{1,2}}}$ — относительные погрешности измерения величин $I_Н$ и $I_{М_{1,2}}$.

14. Относительная погрешность вычисления вращающего момента $T_Н$:

$$\delta_{T_Н} = \sqrt{\left(\delta_{I_\Sigma}\right)^2 + (\delta_\varepsilon)^2}. \qquad (25)$$

15. Относительная погрешность измерения разности давлений $p_Н^{нап} - p_Н^{вс}$:

$$\delta_{p_Н^{нап} - p_Н^{вс}} = \frac{\sqrt{\left(\delta_{p_Н^{нап}} p_Н^{нап}\right)^2 + \left(\delta_{p_Н^{нап}} p_Н^{вс}\right)^2}}{p_Н^{нап} - p_Н^{вс}}, \qquad (26)$$

где $\delta_{p_Н^{нап}}$, $\delta_{p_Н^{вс}}$ — относительные погрешности измерения $p_Н^{нап}$ и $p_Н^{вс}$.

16. Относительная погрешность измерения полного КПД:

$$\delta_{\eta_Н} = \sqrt{\left(\delta_{T_Н}\right)^2 + \left(\delta_{\omega_c}\right)^2 + \left(\delta_{p_Н^{нап} - p_Н^{вс}}\right)^2 + \left(\delta_{Q_Н^{вых}}\right)^2}, \qquad (27)$$

где $\delta_{Q_Н^{вых}}$ — относительная погрешность измерения величины $Q_Н^{вых}$.

Исходные данные к расчету относительной погрешности полного КПД насоса экспериментального стенда с маховиком на отдельном валу (в скобках — для стенда с маховиком на валу насоса):

масса маховика $m_{мах} = 10{,}490$ кг;

плотность материала (сталь) маховика $\rho_{мах} = 7800$ кг/м^3;

плотность материала (сталь) вала $\rho_в = 7800$ кг/м^3;

радиус маховика $R_{мах} = 0{,}15$ м;

радиус отверстия маховика $r_{мах} = 0{,}0125$ (0,01) м;

толщина маховика $b_{мах} = 0{,}019$ м;

масса вала $m_в = 1{,}894$ кг;

число участков вала $n = 5$;

длины 1-го и 5-го участков вала $l_1 = l_5 = 0{,}050$ м;

длины 2-го и 4-го участков вала $l_2 = l_4 = 0{,}035$ м;

длина 3-го участка вала $l_3 = 0{,}150$ м;

радиусы 1-го и 5-го участков вала $r_1 = r_5 = 0{,}0125$ м;

радиусы 2-го и 4-го участка вала $r_2 = r_4 = 0{,}0150$ м;

радиус 3-го участка вала $r_3 = 0{,}0175$ м;

радиус вала насоса $r_в = 0{,}0100$ м;

момент инерции маховика $I_{мах} = 0{,}118$ кг · м^2;

момент инерции вала $I_в = 0{,}246 \cdot 10^{-3}$ кг · м^2;

момент инерции вращающихся масс насоса $I_Н = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ кг · м^2;

Таблица 1

Относительные погрешности вычисляемых величин, %

Вычисляемые величины	Формула	Относительная погрешность $\delta_{с.и}$ средств измерения, %					
		±0,10	±0,25	±0,5	±1,0	±1,5	±2,5
$\delta_{R_{мах}^4}$; $\delta_{r_{мах}^4}$	(9)	±0,20	±0,50	±1,00	±2,00	±3,00	±5,00
$\delta_{R_{мах}^2}$; $\delta_{r_{мах}^2}$	(10)	±0,14	±0,35	±0,71	±1,41	±2,12	±3,35
$\delta_{r_i^4 l}$	(11)	±0,41	±1,03	±2,06	±4,12	±6,18	±10,31
$\delta_{r_i^2 l_i}$	(12)	±0,22	±0,56	±1,12	±2,24	±3,35	±5,59
$\delta_{\sum_{i=1}^{n}(r_i^2 l_i)}$	(13)	±0,14	±0,35	±0,70	±1,40	±2,11	±3,51
$\delta_{\frac{r_i^4 l_i}{\sum_{i=1}^{n}(r_i^2 l_i)}}$	(14)	±0,44	±1,09	±2,18	±4,36	±6,53	±10,89
$\delta_{\sum_{i=1}^{n}\frac{r_i^4 l_i}{\sum_{i=1}^{n}(r_i^2 l_i)}}$	(15)	±0,31	±0,78	±1,56	±3,12	±4,69	±7,82
$\delta_{I_в}$	(16)	±0,33	±0,82	±1,64	±3,28	±4,92	±8,21
$\delta_{R_{мах}^4 - r_{мах}^4}$	(17)	±0,20	±0,50	±1,00	±2,00	±3,00	±5,00
$\delta_{R_{мах}^2 - r_{мах}^2}$	(18)	±0,14	±0,36	±0,71	±1,42	±2,14	±3,56
$\delta_{\frac{R_{мах}^4 - r_{мах}^4}{R_{мах}^2 - r_{мах}^2}}$	(19)	±0,25	±0,61	±1,23	±2,46	±3,68	±6,14
$\delta_{I_{мах}}$	(20)	±0,27	±0,66	±1,33	±2,65	±3,98	±6,63
$\delta_{\omega_{i+1} - \omega_i}$	(21)	±0,10	±0,25	±0,50	±1,00	±1,50	±2,50
δ_{ω_c}	(22)	±0,10	±0,25	±0,50	±1,00	±1,50	±2,50
δ_ε	(23)	±0,17	±0,43	±0,87	±1,73	±2,60	±4,33
δ_{I_Σ}	(24)	±0,26	±0,63	±1,27	±2,53	±3,80	±6,33
$\delta_{T_Н}$	(25)	±0,31	±0,76	±1,54	±3,07	±4,60	±7,70
$\delta_{p_Н^{нап} - p_Н^{вс}}$	(26)	±0,10	±0,25	±0,50	±1,00	±1,50	±2,50
$\delta_{\eta_Н}$	(27)	±0,36	±0,88	±1,77	±3,53	±5,28	±8,83

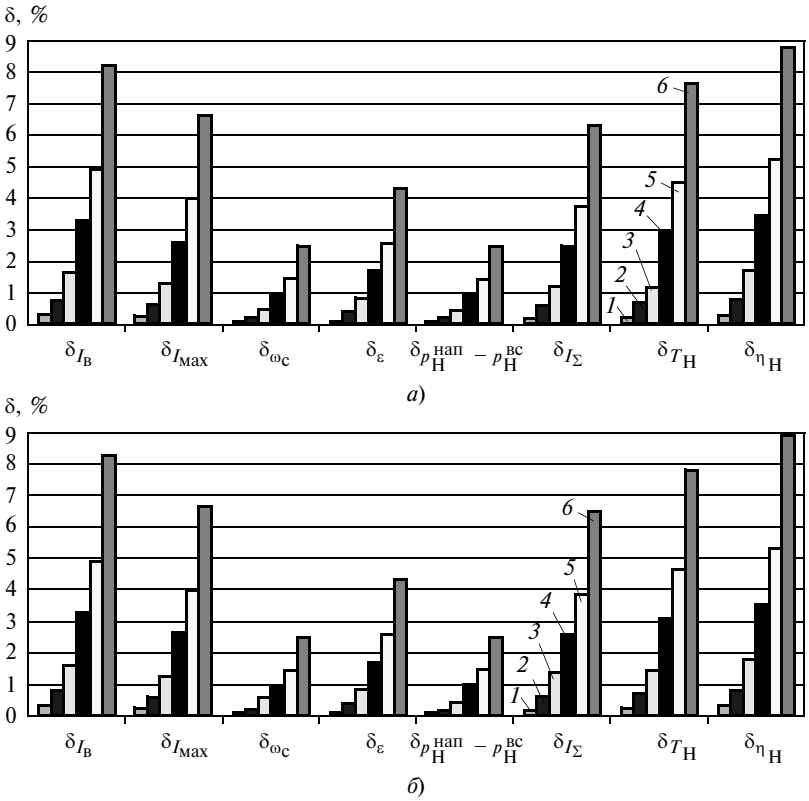


Рис. 3. Гистограммы результатов расчета относительных погрешностей δ параметров диагностирования для стендов с маховиком на отдельном валу (*а*) и с маховиком на валу насоса (*б*) при погрешности средств измерения $\delta_{с.и}$ = ±0,1 (*1*); ±0,25 (*2*); ±0,5 (*3*); ±1,0 (*4*); ±1,5 (*5*); ±2,5 % (*6*)

момент инерции муфты $М_1$ $I_{М_1} = 3 \cdot 10^{-3}$ кг · м^2;

момент инерции муфты $М_2$ $I_{М_2} = 1{,}8 \cdot 10^{-3}$ кг · м^2;

начальная угловая скорость $\omega_i = 0$;

угловая скорость через промежуток $\Delta t = t_p \omega_{i+1} =$ = 226 рад/с;

время разгона до угловой скорости ω_{i+1} Δt = 10,15 (9,85) с;

угловое ускорение ε = 22,27 (22,94) рад/с^2;

давление в напорной линии $p_Н^{нап} = 20 \cdot 10^6$ Па;

давление во всасывающей линии $p_Н^{вс} = 0$.

Результаты расчета относительной погрешности параметра диагностирования по формулам (9)—(27) при одинаковых классах точности приборов для измерения параметров, входящих в формулу (8), сведены в табл. 1.

Результаты расчетов относительных погрешностей параметров $\delta_{I_в}$, $\delta_{I_{мах}}$, $\delta_{ω_с}$, $\delta_ε$, $\delta_{p_Н^{нап} - p_Н^{вс}}$, $\delta_{I_Σ}$, $\delta_{T_Н}$ и $\delta_{η_Н}$ инерционного приводного устройства и испытуемого насоса с маховиком, установленным на отдельном валу, представлены в виде гистограммы (рис. 3, *а*).

Стенд с маховиком, установленным на валу гидромотора

Формула (4) для вычисления суммарного момента инерции вращающихся масс системы примет вид:

$$I_Σ = I_Н + I_{мах} + I_М.$$

Величины $I_{мах}$, $ρ_{мах}$, ε и $ω_с$ определяют по формулам (5), (6), (1) и (7). Величину $I_М$ выбирают по справочнику.

Тогда формула (3) примет вид:

$$η_Н(t) = \frac{(p_Н^{нап} - p_Н^{вс}) Q_М^{вых}}{(I_Н + I_{мах} + I_М)εω} = \frac{(p_Н^{нап} - p_Н^{вс}) Q_М^{вых}}{\left[I_Н + I_М + \frac{1}{2} m_{мах} \frac{R_{мах}^4 - r_{мах}^4}{R_{мах}^2 - r_{мах}^2}\right] \times \left[\frac{(ω_{i+1} - ω_i)}{Δt} \frac{(ω_{i+1} + ω_i)}{2}\right]}. \quad (28)$$

Точность определения $η_Н$ рассчитывают в ранее изложенном порядке, при этом расчеты по формулам (11)—(16) исключаются, а формула (24) примет вид:

$$\delta_{I_Σ} = \frac{\sqrt{\left(\delta_{I_Н} I_Н\right)^2 + \left(\delta_{I_{мах}} I_{мах}\right)^2 + \left(\delta_{I_М} I_М\right)^2}}{I_Н + I_{мах} + I_М}. \quad (29)$$

Результаты расчетов по формулам (9), (10), (17)—(23) при вышеприведенных исходных данных и одинаковых классах точности приборов для измерения параметров, входящих в формулу (28), сведены в табл. 1, а по формулам (29), (25), (27) — в табл. 2.

Результаты расчетов относительных погрешностей вычисления параметров $\delta_{I_в}$, $\delta_{I_{мах}}$, $\delta_{ω_с}$, $\delta_ε$,

Таблица 2

Относительные погрешности вычисляемых величин, %

Вычисляемая величина	Формула	Относительная погрешность $\delta_{с.и}$ средств измерения, %					
		±0,10	±0,25	±0,5	±1,0	±1,5	±2,5
$\delta_{I_Σ}$	(29)	±0,27	±0,65	±1,31	±2,60	±3,90	±6,50
$\delta_{T_Н}$	(25)	±0,32	±0,78	±1,57	±3,12	±4,69	±7,81
$\delta_{η_Н}$	(27)	±0,36	±0,89	±1,79	±3,57	±5,36	±8,93

УДК 621.43.013.001.5

Н. Л. МАРЬИНА, канд. техн. наук (Балаковский ин-т техники, технологии и управления — филиал Саратовского ГУ), e-mail: rdan64@mail.ru

Исследования деформирования коленчатых валов форсированных дизелей при сложном нагруженном состоянии

Установлено, что снижение начальных технологических остаточных напряжений и повышение релаксационной стойкости базовых корпусных деталей форсированных дизелей при вибрационном старении обеспечивает стабильность их формы и размеров.

Ключевые слова: коленчатый вал, начальные технологические остаточные напряжения, вибрационное старение, напряжения, деформации.

It is determined that decrease of initial technological residual stresses and increase of relaxation resistance of base box-like parts of forced diesels at vibrational stress relieving provide stability of their shape and dimensions.

Keywords: crankshaft, initial technological residual stresses, vibrational stress relieving, stresses, deformations.

Анализ публикаций по методам и средствам поверхностного пластического деформирования (ППД) деталей форсированных дизелей показал, что сегодня технологически обеспечить повышение эксплуатационной надежности этих деталей можно деформационным упрочнением, однако для его практического применения необходимы дополнительные исследования.

Экспериментальные данные о влиянии технологического ППД на сопротивление усталости прецизионных деталей форсированных дизелей пока не позволяют теоретически обосновать прочностные свойства материала, так как многие закономерности не выявлены или выявлены очень слабо. Так, не решены вопросы о возможности рационального комплексного ППД, состоящего, например, из дифференцированного гидродробеструйного упрочнения шариками и термической обработки (закалки с отпуском), о характере и величине начальных технологических остаточных напряжений (НТОН) в поверхностном слое, о наиболее рациональных режимах поверхностного упрочнения. Следовательно, необходимы дальнейшее накопление и обобщение экспериментальных данных.

В публикациях для определения НТОН при поверхностном упрочнении рекомендован метод [1, 2], при котором исследуют образцы-свидетели — пластины прямоугольного поперечного сечения, обработанные с одной стороны, в результате чего они имеют некоторый прогиб, величина которого зависит от режима обработки. Уменьшение прогиба образца с упрочненной (обработанной) стороны последовательным удалением металла электрохимическим травлением предпочтительнее шлифования, так как исключает механическое воздействие, вызывающее дополнительные НТОН.

Для повышения стабильности размеров деталей форсированных дизелей наряду с использованием традиционной технологии (естественное старение, термическая обработка) применяют и вибрационное старение. По воздействию на металл последнее

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

$\delta_{p_{\text{Н}}^{\text{нап}} - p_{\text{Н}}^{\text{вс}}}$, δ_{I_Σ}, $\delta_{T_{\text{Н}}}$ и $\delta_{\eta_{\text{Н}}}$ инерционного приводного устройства и испытуемого насоса с маховиком на его валу представлены в виде гистограммы на рис. 3, *б*.

Выводы

1. Для определения размеров маховика достаточно иметь штангенциркуль с погрешностью измерения ±0,1 мм, который позволит измерять линейные размеры 0,02÷1,00 м с относительной погрешностью 0,5÷0,01 %.

2. Для определения полного КПД на стенде с инерционным приводным устройством с относительной погрешностью ±2 % класс точности измерительных приборов должен быть не ниже 0,5, а при необходимости получения точности ±4 % следует взять приборы класса точности 1,0.

3. Точность определения полного КПД, как показывают расчеты, при установке маховика на валу насоса незначительно ниже (на 0÷0,1 %), чем при установке маховика на отдельном валу, следовательно, этот фактор не является определяющим при выборе места установки маховика.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ.

1. **Пат. 117528 Рос. Федерации на полезную модель:** МПК[7] F 04 B 51/00. Стенд для динамических испытаний объемных гидромашин.

2. **Техническая** диагностика гидравлических приводов / Т. В. Алексеева, В. И. Загребельный, С. В. Колосов. М.: Машиностроение, 1989. 264 с.

3. **Зайдель А. Н.** Погрешности измерений физических величин Л.: Наука, 1985. 112 с.

можно сравнить с длительным естественным старением, но, к сожалению, оно еще не нашло широкого использования, хотя промышленное применение доказало его высокую эффективность. Во многих случаях вибрационное старение может заменить дорогостоящую термическую обработку, для которой требуется сложное оборудование, а после — время на старение [3].

При сложном напряженном состоянии коленчатого вала главные (нормальные) напряжения σ_1, σ_2, σ_3 и деформации ε_1, ε_2, ε_3 в упругой области по теории упругости связаны между собой выражениями:

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_1 &= (\sigma_1 - \nu\sigma_2 - \nu\sigma_3)/E; \\ \varepsilon_2 &= (\sigma_2 - \nu\sigma_1 - \nu\sigma_3)/E; \\ \varepsilon_3 &= (\sigma_3 - \nu\sigma_1 - \nu\sigma_2)/E, \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где E — модуль упругости материала; ν — коэффициент Пуассона.

Применимость формул (1) ограничена упругим состоянием материала. При переходе материала в пластическое состояние используют более сложные зависимости. Момент перехода материала в пластическое состояние при сложном напряженном состоянии коленчатого вала, при котором два или три главных напряжения отличны от нуля, определяют по условиям пластичности. В настоящее время используют в основном два условия пластичности: Треска—Сен-Венана и Мизеса [4]. Согласно условию Треска—Сен-Венана пластическое состояние материала наступает при $\tau_т = \tau_{max}$, где $\tau_т$ — предел текучести при сдвиге; τ_{max} — максимальное по абсолютной величине касательное напряжение. Так как нормальные и касательные напряжения связаны выражениями

$$\left.\begin{aligned} \tau_1 &= (\sigma_2 - \sigma_3)/2; \\ \tau_2 &= (\sigma_3 - \sigma_1)/2; \\ \tau_3 &= (\sigma_1 - \sigma_2)/2, \end{aligned}\right\}$$

то по условию Треска—Сен-Венсана предел текучести при растяжении составляет $\sigma_т = \sigma_1 - \sigma_3 = 2\tau_{max}$, т. е. материал коленчатого вала в пластическое состояние переходит, когда наибольшее касательное напряжение достигает предельного значения

$$\tau_{max} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2 = k. \qquad (2)$$

Условие (2) как условие наступления пластического состояния было выдвинуто в 1868 г. французским инженером Г. Треска и математически сформулировано Б. Сен-Венаном, который положил его в основу созданной теории пластичности. Это условие не учитывает влияние среднего главного напряжения, что можно сразу отнести к его недостаткам. Экспериментальная проверка показала некоторое отклонение полученных результатов от условия пластичности Треска—Сен-Венана, однако оно довольно часто используется в расчетах, так как дает простое решение задач пластичности. Из условия Треска—Сен-Венана следует, что промежуточное главное напряжение σ_2 не оказывает влияния на достижение состояния текучести. Экспериментально такое влияние (хоть и небольшое) наблюдается. Кроме того, это условие имеет недостаток чисто формального характера: при известном положении главных площадок трудно заранее установить, какое напряжение максимально, а какое — минимально. Еще более затруднителен случай, когда неизвестны направления главных напряжений и напряженное состояние представлено компонентами относительно произвольной системы координат.

В 1904 г. польский ученый М. Губер высказал предположение, что наступление предельного состояния, под которым понимают достижение предела текучести пластического состояния или предела прочности хрупкого, связано с накопленной в единице объема потенциальной энергией деформации. Но принять в качестве критерия пластичности всю энергию нельзя. Это противоречило бы экспериментально доказанному факту, что при всестороннем сжатии ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = -\sigma$) пластические деформации не возникают ($\tau_{max} = 0$), в то время как потенциальная энергия неограниченно возрастает. М. Губер предложил исключить из рассмотрения энергию изменения объема и в качестве критерия перехода в предельное состояние принять энергию формоизменения.

При определении условий пластичности конструкционных сталей (например материала коленчатых валов) лучшее соответствие с экспериментом наблюдается при использовании условия немецкого ученого Р. Мизеса (1913 г.):

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_т^2$$
$$\text{или } \sigma_i = \sigma_т,$$

где $\sigma_i = \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}/\sqrt{2}$ — интенсивность напряжений.

Согласно условию Р. Мизеса наступление пластической деформации материала определяется величиной октаэдрических касательных напряжений (рис. 1), действующих в плоскости, равнонаклоненной ко всем трем главным осям (*1*, *2* и *3*). В главном кубе такие плоскости срезают все восемь вершин, образуя восьмигранник — октаэдр. Поэтому и полученные площадки и напряжения на них называют октаэдрическими. Они определяются выражением:

$$\tau_o = \frac{1}{3}\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = k,$$

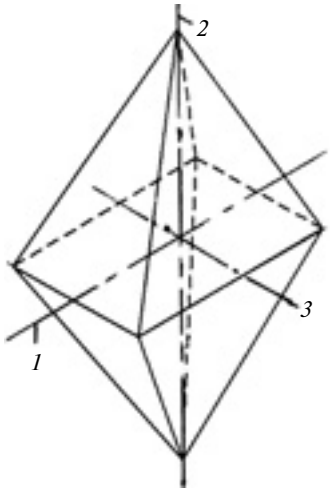


Рис. 1. Октаэдрические площадки напряжений

которое лучше согласуется с данными экспериментов для большинства конструкционных сталей. Если исходя из предела текучести $\sigma_т$, полученного при простом растяжении образцов-свидетелей, принять, что пластическое состояние в этом случае наступает при $\sigma = \sigma_т$, то условие Треска—Сен-Венана можно записать как $\sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_т$, а условие Мизеса — в виде:

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2]} = \sigma_т.$$

Если напряжения распределены неравномерно по сечению элемента коленчатого вала, то в наиболее напряженных точках пластическое состояние достигается раньше, чем в других точках. При дальнейшем нагружении происходит перераспределение напряжений по сечению детали в результате пластического деформирования: в наиболее нагруженных местах напряжения возрастают меньше, чем в наименее нагруженных. Это связано с тем, что между напряжениями и деформациями в пластической области существует иная зависимость, чем в упругой области деформирования: одним и тем же приращениям напряжений соответствуют разные приращения деформаций, т. е. деформации выравниваются. Чем больше неравномерность распределения напряжений в упругой области деформирования, тем в большей мере происходит их перераспределение в пластической области. Для того чтобы правильно определить несущую способность коленчатого вала, необходимо иметь правильное представление о пластическом деформировании (короблении) материала детали и перераспределении напряжений при пластическом деформировании. В соответствии с условиями пластичности пластические деформации в случае всестороннего равномерного растяжения независимо от величины напряжений отсутствуют.

Так как любое соотношение трех компонент напряжений соответствует определенной поверхности в пространстве, то условия Треска—Сен-Венана и Мизеса также определяют в пространстве некоторую поверхность. Для точек, находящихся внутри объема, ограниченного этой поверхностью, так называемой поверхностью текучести, справедлив закон Гука. При напряжениях, соответствующих точкам на поверхности текучести (или точкам снаружи от нее) начинается пластическое деформирование. Тогда закон связи напряжений с деформациями при простом растяжении можно легко установить экспериментально. Однако при сложном напряженном состоянии связь между напряжениями σ_1, σ_2, σ_3 и соответствующими им деформациями ε_1, ε_2, ε_3 в общем виде установить экспериментально невозможно, так как это требует огромного числа экспериментов. Поэтому для установления зависимостей между напряжениями и деформациями используем дополнительные гипотезы теории пластичности. В настоящее время известны несколько подходов к аналитическому решению задач пластичности при сложном напряженном состоянии. Критерием их пригодности является соответствие экспериментальным данным.

Граничное состояние элементов коленчатых валов определяется деформациями, при которых происходит нарушение нормальной работы форсированного дизеля (несущей способности по перемещениям) или резкое возрастание деформаций (нарушение несущей способности по деформациям). Коробление коленчатого вала, т. е. кривизна продольной оси вала или несоосность его шеек обусловлены режимом его накатывания и зависят от величины НТОН, возникающих при накатывании галтелей: чем больше НТОН, тем больше кривизна коробления коленчатого вала. Таким образом, уменьшение кривизны коленчатого вала, т. е. уменьшение несоосности его шеек, при значительном наклепе галтелей шеек вала имеет большое значение, так как уменьшает динамическую напряженность коленчатого вала при его работе, т. е. увеличивает сопротивление усталости вала и улучшает условия работы его подшипников. Эти два условия трудно совместимы, так как, с одной стороны, чем больше НТОН, тем выше предел выносливости коленчатого вала, с другой стороны, увеличение этих напряжений увеличивает коробление коленчатого вала.

Уменьшить деформационное коробление коленчатого вала при его накатывании можно упрочнением вала поверхностным пластическим деформированием при его вращении с обязательным использованием подвижных люнетов, выставленных по оси вращения вала с допустимой точностью.

Допустимое деформационное коробление при накатывании ограничивается припуском на шли-

фование цилиндрических шеек, однако завышенный припуск (свыше 0,2 мм на сторону) приводит к снижению производительности обработки коленчатого вала и увеличению шероховатости его поверхностей.

Несоосность коренных шеек коленчатого вала при его шлифовании должна быть полностью устранена с допуском не более 0,05 мм по всей длине. Холодная правка коленчатого вала после накатывания не допускается, так как она может частично или полностью снять НТОН, вызванные накатыванием.

При накатывании происходит пластическая деформация поверхностного слоя металла, что уменьшает диаметр шеек коленчатого вала. С одной стороны, пластическая деформация ведет к увеличению объема металла в результате его сдвига. Однако, с другой стороны, при этом происходят раскатывание металла галтелей, выдавливание его в ненакатанные зоны, заполнение пор и других пустот в металле, в результате чего имеют место усадка металла по галтелям и уменьшение их радиуса. Резкое увеличение деформаций (и размеров) может происходить при достижении предела текучести в наименее нагруженных местах коленчатого вала. Так как предел текучести соответствует остаточной деформации 0,2 %, допустимая остаточная деформация в наиболее нагруженных местах не должна превышать 0,5÷1 %. С другой стороны, требования, предъявляемые к многим форсированным дизелям, обусловливают очень малые остаточные деформации, соответствующие граничному состоянию коленчатых валов.

Существующие в настоящее время теории пластичности можно разбить на две группы: в первой устанавливаются зависимости между напряжениями и деформациями (эти теории называют деформационными); во второй рассматривается связь между бесконечно малыми приращениями деформаций и напряжений, например зависимости между скоростями деформаций и напряжениями (эти теории называют теориями течения).

Большое значение в теории пластичности имеет понятие простого нагружения, при котором все компоненты напряжений увеличиваются пропорционально одному параметру, например времени. Если выдерживается условие простого нагружения, деформационные теории и теории течения совпадают. Учитывая, что условие простого нагружения с некоторым приближением охватывает много технических задач, в дальнейшем будем использовать деформационную теорию — теорию малых упругопластических деформаций, в которой основные достижения принадлежат А. А. Ильюшину [4].

Рассмотрим основные положения теории малых упругопластических деформаций применительно к коленчатому валу. Принимаем, что изменение объема тела прямо пропорционально среднему напряжению:

$$\sigma_{\text{ср}} = k\varepsilon_{\text{ср}}. \qquad (3)$$

Здесь $\sigma_{\text{ср}} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$, где $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ — главные напряжения; $k = E/(1 - 2\mu)$ — модуль объемной деформации; $\varepsilon_{\text{ср}} = (\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3)/3$ — главные относительные удлинения.

Для упрощения расчетов часто пренебрегают изменением объема и считают, что материал коленчатого вала несжимаем, что соответствует условию:

$$\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 = 0. \qquad (4)$$

При этом коэффициент поперечной деформации $\mu = 0{,}5$. Условие несжимаемости (4) справедливо только при относительно больших пластических деформациях. В большинстве случаев при обработке результатов экспериментального исследования пластического деформирования коленчатого вала условие (4) использовать нельзя.

Согласно теории малых упругопластических деформаций зависимости между напряжениями, действующими по направлениям x, y, z и деформациями имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_x - \sigma_{\text{ср}} &= \frac{2}{3}\frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}(\varepsilon_x - \varepsilon_{\text{ср}}); \quad \tau_{xy} = \frac{\sigma_i}{3\varepsilon_i}\gamma_{xy}; \\ \sigma_y - \sigma_{\text{ср}} &= \frac{2}{3}\frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}(\varepsilon_y - \varepsilon_{\text{ср}}); \quad \tau_{yz} = \frac{\sigma_i}{3\varepsilon_i}\gamma_{yz}; \\ \sigma_z - \sigma_{\text{ср}} &= \frac{2}{3}\frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}(\varepsilon_z - \varepsilon_{\text{ср}}); \quad \tau_{zx} = \frac{\sigma_i}{3\varepsilon_i}\gamma_{zx}, \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

где γ_{xy}, γ_{yz} и γ_{zx} — угловые деформации сдвига; σ_i и ε_i — интенсивности напряжений и деформаций.

Если использовать условие несжимаемости (4), зависимости (5) упрощаются:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_x - \sigma_{\text{ср}} &= \frac{2}{3}\frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}\varepsilon_x; \quad \tau_{xy} = \frac{\sigma_i}{3\varepsilon_i}\gamma_{xy}; \\ \sigma_y - \sigma_{\text{ср}} &= \frac{2}{3}\frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}\varepsilon_y; \quad \tau_{yz} = \frac{\sigma_i}{3\varepsilon_i}\gamma_{yz}; \\ \sigma_z - \sigma_{\text{ср}} &= \frac{2}{3}\frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}\varepsilon_z; \quad \tau_{zx} = \frac{\sigma_i}{3\varepsilon_i}\gamma_{zx}. \end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

Под интенсивностью напряжений понимают величину, пропорциональную касательному напряжению на октаэдрической площадке, т. е. площадке, равнонаклоненной к главным плоскостям.

С другой стороны, интенсивностью напряжений можно считать величину, пропорциональную энергии изменения формы тела, а также пропорциональную среднему значению касательного напряжения в точке.

Таким образом, интенсивность напряжений определяется выражением

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{2}}{2}\sqrt{(\sigma_x-\sigma_y)^2+(\sigma_y-\sigma_z)^2+(\sigma_z-\sigma_y)^2+} \rightarrow$$
$$\rightarrow \overline{+6(\tau_{xy}^2+\tau_{yz}^2+\tau_{zx}^2)}. \qquad (7)$$

Интенсивность напряжений, выраженная через главные напряжения, имеет вид:

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{2}}{2}\sqrt{(\sigma_x-\sigma_y)^2+(\sigma_y-\sigma_z)^2+(\sigma_z-\sigma_y)^2}. \qquad (8)$$

Аналогично выражениям (7) и (8) интенсивность деформаций определяется выражениями:

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{2(1+\mu)}\sqrt{(\varepsilon_x-\varepsilon_y)^2+(\varepsilon_y-\varepsilon_z)^2+(\varepsilon_z-\varepsilon_y)^2+} \rightarrow$$
$$\rightarrow \overline{+\frac{3}{2}(\gamma_{xy}^2+\gamma_{yz}^2+\gamma_{zx}^2)} \qquad (9)$$

или

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{2(1+\mu)}\sqrt{(\varepsilon_x-\varepsilon_y)^2+(\varepsilon_y-\varepsilon_z)^2+(\varepsilon_z-\varepsilon_y)^2}. \qquad (10)$$

Интенсивность ε_i деформаций также пропорциональна октаэдрическому сдвигу.

Приняв условие (4) несжимаемости ($\mu = 0{,}5$), получим:

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{(\varepsilon_1-\varepsilon_2)^2+(\varepsilon_2-\varepsilon_3)^2+(\varepsilon_3-\varepsilon_1)^2}. \qquad (11)$$

В пределах упругих деформаций связь между интенсивностью напряжений и интенсивностью деформаций выражается зависимостью

$$\sigma_i = E\varepsilon_i. \qquad (12)$$

В теории малых упругопластических деформаций используют гипотезу, согласно которой при простом нагружении интенсивность σ_i напряжений является вполне определенной, не зависящей от вида напряженного состояния функцией интенсивности деформаций:

$$\sigma_i = \Phi(\varepsilon_i). \qquad (13)$$

Используя эту гипотезу, можно от одного вида напряженного состояния перейти к другому. Согласно выражениям (3)—(13) зависимости между напряжениями и деформациями в пластической области подобны зависимостям в пределах упругости. Разница состоит в том, что в них нельзя использовать постоянные значения модуля упругости и коэффициента Пуассона. В эти выражения входит функция Ф, определяемая соотношениями между интенсивностями напряжений и деформаций.

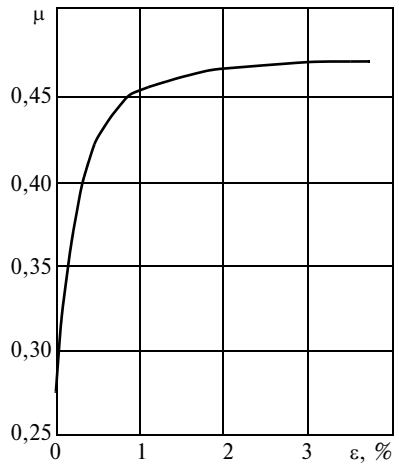


Рис. 2. Зависимость коэффициента μ поперечной деформации хромомолибденоалюминиевой стали от относительной деформации ε

Для того чтобы определить функцию Ф, необходимо иметь диаграмму деформирования, отображающую зависимость (13).

При принятии условия несжимаемости как для упругой, так и для пластической областей деформирования коленчатого вала, диаграмма деформирования совпадает с диаграммой, полученной при простом растяжении, что часто используют в расчетах. Однако во многих случаях, особенно при определении несущей способности коленчатых валов форсированных дизелей, такой прием не приемлем.

Исследования Н. И. Черняка [5] показали, что совпадение диаграммы деформирования в координатах "интенсивность напряжений — интенсивность деформаций" и обычной диаграммы растяжения наблюдается только в области деформаций, превышающих 1÷2 %. В области малых упругопластических деформаций использование такого совпадения при расчетах механических и прочностных характеристик может привести к значительной погрешности (до 40 %).

Принимая условие несжимаемости, допускаем, что коэффициент поперечной деформации $\mu = 0{,}5$. Коэффициент μ изменяется плавно, приближаясь асимптотически к значению 0,5 в области деформаций, превышающих 3 % (рис. 2).

Полные деформации в пластической области можно представить в виде сумм упругих и пластических деформаций:

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_x &= \varepsilon_{x\text{у}}+\varepsilon_{x\text{пл}}; \quad \gamma_{xy} = \gamma_{xy\text{у}}+\gamma_{xy\text{пл}};\\ \varepsilon_y &= \varepsilon_{y\text{у}}+\varepsilon_{y\text{пл}}; \quad \gamma_{yz} = \gamma_{yz\text{у}}+\gamma_{yz\text{пл}};\\ \varepsilon_z &= \varepsilon_{z\text{у}}+\varepsilon_{z\text{пл}}; \quad \gamma_{zx} = \gamma_{zx\text{у}}+\gamma_{zx\text{пл}}. \end{aligned}\right\} \qquad (14)$$

Используя выражения (14) и принимая, что для упругих деформаций справедлив закон Гука, нетрудно определить остаточные деформации по измеренным значениям полных деформаций. Для этого из полной деформации следует вычесть упругую деформацию, соответствующую напряжению, на величину которого уменьшилось первоначальное напряжение.

Это положение справедливо и для интенсивности деформаций $\varepsilon_i = \varepsilon_{i\text{у}} + \varepsilon_{i\text{пл}}$.

При сложном и неоднородном напряженном состоянии коленчатого вала для выполнения этих условий требуется, чтобы разгружение было простым, т. е. все внешние силы должны уменьшаться пропорционально одному параметру. При этом правило определения остаточных напряжений, деформаций и перемещений при полном снятии нагрузки формулируется так: для определения начальных технологических остаточных напряжений и перемещений тела нужно определить эти величины в пластическом состоянии материала и вычесть их значения, рассчитанные в предположении упругого (линейного) деформирования материала при тех же внешних нагрузках. Это правило известно как теорема А. А. Ильюшина о разгрузке [4]. Оно теряет смысл, если при разгрузке с последующим нагружением другого знака напряжение достигнет или превысит значение предела упругости.

Таким образом, стабилизация размеров коленчатых валов форсированных дизелей технологическим пластическим деформированием возможна при вибрационном старении с учетом НТОН.

При сложном напряженном состоянии, т. е. если два или три напряжения отличны от нуля, момент перехода материала коленчатого вала в пластическое состояние определяется условиями пластичности Треска—Сен-Венана и Мизеса.

Уменьшение кривизны (коробления) коленчатого вала снижает его динамическую напряженность и улучшает условия работы подшипников скольжения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Косырев С. П.** Повышение эксплуатационной надежности высоконагруженных деталей машин. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2009. 136 с.
2. **Косырев С. П., Марьина Н. Л.** Технологическое вибрационное старение коленчатых валов форсированных дизелей // Тонкие наукоемкие технологии. Старый Оскол: [Б. и.] 147 с.
3. **Марьина Н. Л., Селифонов С. К., Типко А. В.** Безотходные технологические методы повышения работоспособности высоконагруженных деталей форсированных дизелей // Материалы междунар. науч.-техн. интернет-конф.: www.swored.com.ua.
4. **Ильюшин А. А.** Пластичность. М.—Л.: ГИТТЛ, 1948.
5. **Черняк Н. И.** Механические свойства стали в области малых пластических деформаций. Киев: Изд-во АН УССР, 1962.

УДК 621.791.052:620.17

А. А. ОСТСЕМИН, д-р техн. наук (Российская академия народного хозяйства и государственной службы, г. Челябинск),, e-mail: ostsemin@math.susu.ac.ru

Несущая способность сварных соединений с механической неоднородностью

Исследовано напряженное состояние сварного соединения с несимметричной механической неоднородностью при статическом нагружении. Получены формулы для расчета тензора средних предельных напряжений на контактных поверхностях.

Ключевые слова: сварное соединение, механическая неоднородность, напряжения, прочность.

The stressed state of welded joint with unsymmetrical mechanical discontinuity at static load is investigated. The formulas for calculation of tensor of average ultimate stresses on contact surfaces are obtained.

Keywords: welded joint, mechanical discontinuity, stresses, strength.

При сварке термически упрочненных низколегированных и углеродистых сталей в околошовной зоне образуются участки разупрочнения (мягкие прослойки) [1], коэффициент механической неоднородности $K_\text{в} = \sigma_\text{в}^\text{Т}/\sigma_\text{в}^\text{М}$ [где $\sigma_\text{в}^\text{Т}$ и $\sigma_\text{в}^\text{М}$ — пределы прочности более прочного (Т) и менее прочного (М) участков соединения] и относительная толщина мягкой (М) прослойки $\chi = h/2l$ (где h и $2l$ — толщина и ширина менее прочного участка) увеличиваются с повышением погонной энергии сварки. На практике сварные соединения термически упрочненных низколегированных и углеродистых сталей и разнородных материалов имеют несимметричную механическую неоднородность (рис. 1) — по обе стороны от участка разупрочнения свойства материалов (металла шва и основного металла) отличаются друг от друга [2]: сварной шов имеет большую прочность (СТ), основной металл — меньшие прочность и твердость (Т), зона термического влияния (ЗТВ) между ними — участок разупрочнения (прослойка М). Такое распределение механической

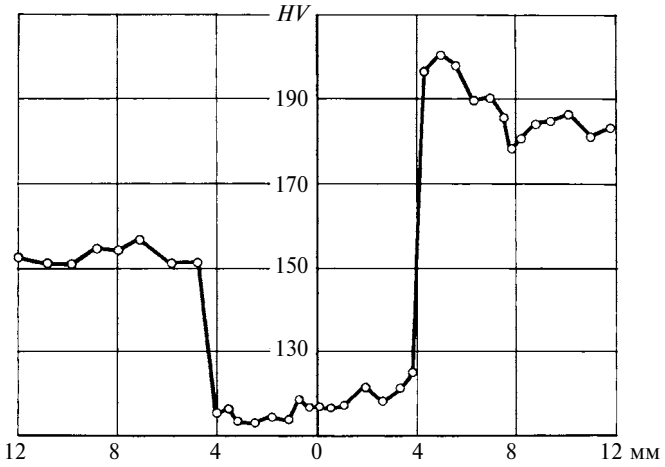


Рис. 1. Распределение твердости *HV* в сварных соединениях с несимметричной механической неоднородностью

неоднородности влияет на агрегатные свойства и работоспособность сварного соединения в целом.

С изменением режима сварки — повышением погонной энергии и сварочного тока, минимальная твердость ЗТВ уменьшается и увеличивается ее расстояние от линии сплавления. При статических испытаниях сварных образцов на растяжение их разрушение при наличии пластической деформации происходило, как правило, по месту минимальной твердости ЗТВ. По мере увеличения параметров режима сварки разупрочнение сварного соединения возрастает и его временное сопротивление $\sigma_{\text{в}}^{\text{СТ}}$ снижается до $\sigma_{\text{в}}^{\text{М}}$ основного металла.

Существующие методы расчета на прочность сварных соединений с симметричной механической неоднородностью основаны на предположении, что мягкая прослойка окружена твердым металлом с одинаковыми механическими свойствами [3, 4]. По результатам экспериментальных исследований механических свойств обосновано влияние несимметричной неоднородности сварных соединений на их прочность. Рассчитывали средний коэффициент механической неоднородности [2]: $K_{\text{в ср}} = (K_{\text{в}1} + K_{\text{в}2})/2$, где $K_{\text{в}1} = \sigma_{\text{в}}^{\text{Т}}/\sigma_{\text{в}}^{\text{М}}$; $K_{\text{в}2} = \sigma_{\text{в}}^{\text{СТ}}/\sigma_{\text{в}}^{\text{М}}$. При этом не учитывались особенности совместного пластического деформирования прочных (СТ и Т) и менее прочного (М) металлов.

Методика расчета

В статье рассматриваются методика расчета агрегатной прочности при растяжении, основанная на закономерностях механического поведения соединений с несимметричной неоднородностью сварного стыка во всем диапазоне изменения относительной толщины ($0 < \chi < 1{,}0$) мягкой прослойки, и результаты экспериментальных исследований.

Наряду с упрощающими условиями, принимаемыми при теоретическом изучении механически неоднородных соединений [3, 4], использовали предположение, которое согласуется с теорией пластического слоя [5] и обобщает известное допущение Л. Прандтля: касательные напряжения τ_{xy} в мягкой прослойке зависят от расстояния от нее до плоскости, на которой $\tau_{xy}(x, y) = 0$.

Теоретические исследования основаны на алгоритме решения плоской задачи теории пластичности [3] с новыми граничными условиями для касательных напряжений на контактных поверхностях СТ—М и Т—М.

Экспериментальные данные, полученные методами муаровых полос и конечных элементов, показали, что зависимость касательных напряжений τ_{xy} на контактной поверхности от координаты x, направленной по ширине полосы, представляет собой функцию гиперболического тангенса th$x$ [3].

Согласно работе [3] можно принять:

$$\tau_{xy} = \varphi(x)y, \qquad (1)$$

где φ — функция, требующая определения, причем вследствие симметрии $\varphi(0) = 0$.

В решении Л. Прандтля касательные напряжения на контактной поверхности $\tau_{xy} = \tau_{xy}(x, h)$ приняты равными пределу $K_{\text{М}}$ текучести при сдвиге. Когда мягкая прослойка и прилегающие к ней участки основного металла и сварного шва при их совместном деформировании при растяжении не являются жесткими и вовлекаются в процесс пластического течения, касательные напряжения на контактных поверхностях, оставаясь постоянными, не достигают значения $K_{\text{М}}$ [3]. Это согласуется с граничными условиями работы [6]. Поэтому можно положить, что для достаточно больших значений x (близких к l) имеем:

$$\tau_{xy}^{K_1} = \tau_{xy}(x, h_1) = \alpha_1 K_{\text{М}} \quad (0 < \alpha_1 \leqslant 1); \qquad (2)$$

$$\tau_{xy}^{K_2} = \tau_{xy}(x, -h_2) = \alpha_2 K_{\text{М}} \quad (0 < \alpha_2 \leqslant 1), \qquad (3)$$

где $\tau_{xy}^{K_1}$ и $\tau_{xy}^{K_2}$ — касательные напряжений на поверхностях контакта СТ—М и Т—М; h_1 и h_2 — расстояния от плоскости, на которой $\tau_{xy} = 0$, до поверхностей контакта СТ—М и Т—М ($h_1 + h_2 = h$, где h — ширина прослойки М); α_1 и α_2 — параметры, зависящие от коэффициентов $K_{\text{в}1}$ и $K_{\text{в}2}$ механической неоднородности и относительной толщины χ прослойки М.

На основании теоретического анализа напряженного состояния механически неоднородного сварного соединения в окрестности контактной поверхности получена зависимость параметра α_i от коэффициента $K_в$:

$$\alpha_i = (K_{вi} - 1)\left[1 + \frac{(K_{вi} - 1)^2}{4}\right] \text{ при } K_в < 2,\ i = 1,\ 2,$$

которая при небольшой механической неоднородности соединения ($K_в < 1{,}5$) с высокой точностью может быть представлена выражением $\alpha_i = K_{вi} - 1$. Относительная ошибка составляет 4 %.

Определим размеры h_1 и h_2 мягкой прослойки, считая известными α_1 и α_2. Для этого достаточно подставить в выражение (1) поочередно $y = h_1$ и $y = -h_2$ и сравнить полученные равенства с граничными условиями (2) и (3):

$$\varphi(x)h_1 = \alpha_1 K_М;\quad \varphi(x)h_2 = \alpha_2 K_М. \tag{4}$$

Из выражений (4) получим $\alpha_1 h_2 = \alpha_2 h_1$ и, следовательно:

$$h_1 = \frac{\alpha_1 h}{\alpha_1 + \alpha_2};\quad h_2 = \frac{\alpha_2 h}{\alpha_1 + \alpha_2};\quad \frac{h_1}{\alpha_1} = \frac{h_2}{\alpha_2} = \frac{h}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

Положение нейтральной линии h_1/h_2 в прослойке М (где $\tau_{xy} = 0$) не совпадает с осью симметрии и смещено в сторону менее прочного (Т) металла, что подтверждают экспериментальные исследования [7]. Пластические деформации прослойки М сдерживаются тем больше, чем меньше ее относительная толщина χ и чем прочнее окружающий ее металл. Если прослойку М окружают металлы разной прочности (Т и СТ), то пластические деформации мягкого металла будут сдерживаться больше в контакте с более прочным металлом (СТ). Поэтому участок ЗТВ, прилегающий к металлу с большей прочностью (СТ), становится прочнее и разрушение смещается в сторону металла с меньшей прочностью (Т), что подтвердили результаты экспериментов [7].

Слишком жесткая структура формулы (1) дает лишь приближенное решение уравнений равновесия и условия пластичности Губера—Мизеса:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} &= 0; \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} &= 0; \end{aligned}\right\} \tag{5}$$

$$(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2 = 4K_М^2. \tag{6}$$

Найдем приближенное решение системы (5) и уравнения (6), аналогично тому, как это сделано в работе [3].

Определим нормальные напряжения по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_x &= K_М\left\{-0{,}5\ln\mathrm{ch}\left[\frac{2(\alpha_1 + \alpha_2)x}{h}\right] + \right. \\ &\left. + \frac{(\alpha_1 + \alpha_2)^2}{h^2}y^2 + c\right\}; \\ \sigma_y &= K_М\left\{-\frac{(\alpha_1 + \alpha_2)^2}{h^2}\frac{y^2}{\mathrm{ch}^2\left[\frac{2(\alpha_1 + \alpha_2)}{h}x\right]} + \right. \\ &\left. + 2 - \frac{1}{2}\ln\mathrm{ch}\left[\frac{2(\alpha_1 + \alpha_2)x}{h}\right] + c\right\}. \end{aligned}\right\} \tag{7}$$

Таким образом, на оси мягкой прослойки при $y = 0$ компоненты тензора напряжений достигают минимальных значений. Напряжение σ_y достигает наибольшего значения на контактной поверхности со стороны мягкой прослойки, а наименьшего — на свободной поверхности и в центре мягкой прослойки. Тензор напряжений τ_{xy}, σ_x и σ_y описывает напряженное состояние мягкой прослойки сварного соединения и отличается от известного решения Л. Прандтля.

Постоянную величину c найдем из условия равенства нулю внешнего усилия на боковой свободной поверхности мягкой прослойки ($x = l$), используя граничное условие Сен-Венана:

$$\int_{h_1}^{h_2} \sigma_x(l, y) = 0. \tag{8}$$

Из уравнений (7) и (8) получим

$$c \approx -0{,}5\ln 2 - \frac{(\alpha_1 + \alpha_2)}{2\chi} - \frac{1}{3}(\alpha_1^2 - \alpha_1\alpha_2 + \alpha_2^2) + e^{-\frac{2(\alpha_1 + \alpha_2)}{\chi}}. \tag{9}$$

Ошибка не превышает 2 %.

Определим разрушающее растягивающее усилие P_i ($i = 1, 2$) и средние интегральные предельные напряжения $\sigma_{y\,ср}^{K_i}$ ($i = 1, 2$) на контактных поверхностях:

$$P_i = 2l\sigma_{y\,ср}^{K_i} = \int_{-l}^{l} \sigma_y(x, h_i)\mathrm{d}x. \tag{10}$$

Если показатель $2(\alpha_1 + \alpha_2)/\chi$ экспоненты приближается к нулю при малой механической неод-

нородности ($\alpha_1 + \alpha_2 < 0{,}5$) и больших χ и становится сопоставимым с другими членами, экспонента стремится к 1. Проинтегрируем выражение (10) с учетом равенств (7) и (9):

$$\sigma_{y\,\text{ср}}^{K_i} = \beta\sigma_{\text{в}}^{\text{М}}\left\{\frac{-\alpha_1^2+0{,}2}{2(\alpha_1+\alpha_2)}\chi + \frac{\alpha_1+\alpha_2}{8\chi} + 1 - \frac{1}{6}(\alpha_1^2 - \alpha_1\alpha_2 + \alpha_2^2) + \left[\frac{\chi}{4(\alpha_1+\alpha_2)}+1\right]e^{-\frac{2(\alpha_1+\alpha_2)}{\chi}}\right\}, \quad (11)$$

где $\beta = 1 \div 1{,}15$ — переменный коэффициент.

Последнее слагаемое уравнения (11) оказывает большое влияние на работоспособность и, следовательно, на прочность сварного соединения с несимметричной механической неоднородностью при $0{,}25 < \chi < 1{,}0$.

Для тонких мягких прослоек ($\chi \leqslant 0{,}25$) последним слагаемым можно пренебречь, тогда получим:

$$\sigma_{y\,\text{ср}}^{K_i} = \beta\sigma_{\text{в}}^{\text{М}}\left\{-\frac{\alpha_i^2+0{,}2}{2\alpha_1(1+A)}\chi + \frac{\alpha_1(1+A)}{8\chi} + 1 - \frac{1}{6}\alpha_1^2(1-A+A^2)\right\}, \quad (12)$$

где $A = \dfrac{\alpha_2}{\alpha_1} = \dfrac{K_{\text{в}2}-1}{K_{\text{в}1}-1}$ — параметр несимметричной механической неоднородности сварного стыка.

Среднее предельное напряжение, определенное по формуле (11), на границе мягкой прослойки и самого твердого материала (СТ) меньше, чем на границе с твердым материалом (Т). Это объясняет причины разрушения труб большого диаметра в трассовых условиях.

На рис. 2 приведены средние предельные напряжения $\sigma_{y\,\text{ср}}$ для толстых ($0 < \chi < 1{,}0$) мягких прослоек и данные эксперимента для несимметричной механической неоднородности при $K_{\text{в}1} = 1{,}47$; $K_{\text{в}2} = 1{,}57$; $\sigma_{\text{в}}^{\text{М}} = 440$ МПа, $\sigma_{\text{в}}^{\text{Т}} = 690$ МПа [8]. В качестве мягкой прослойки использовали сталь 10, основного металла — сталь 45. Относительно небольшой разброс экспериментальных значений $\sigma_{\text{в}}(\chi)$ и их отклонение от расчетных объясняются анизотропией свойств металлов, отклонением реальной геометрической формы и размеров мягкой прослойки от расчетных. Экспериментальные данные хорошо согласуются с расчетами по формуле (11). Плоскость разрушения смещается в сторону металла с промежуточными свойствами.

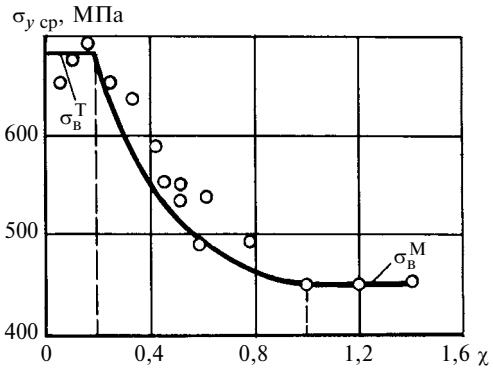


Рис. 2. Несущая способность $\sigma_{y\text{ср}}$ сварных соединений с несимметричной механической неоднородностью: ○ — эксперимент; —— — расчет по формуле (11)

Неполная реализация контактного упрочнения происходит во всем диапазоне его действия ($0 < \chi < 1{,}0$). Сравним погрешность расчета усредненной механической неоднородности соединения в виде коэффициента $K_{\text{в ср}} = (K_{\text{в}1} + K_{\text{в}2})/2$ с расчетом по предлагаемой методике. Например, при расчете по формуле (12) для несимметричной неоднородности ($K_{\text{в}1} = 1{,}1$; $K_{\text{в}2} = 1{,}3$; $K_{\text{в ср}} = 1{,}2$ и $A = 3$) при $\chi = 0{,}25$ получим $\sigma_{y\text{ср}}/K_{\text{М}} = 2{,}24$, для симметричной неоднородности ($K_{\text{в}1} = K_{\text{в}2} = 1{,}1$ и $A = 1$) при $\chi = 0{,}25$ получим $\sigma_{y\text{ср}}/K_{\text{М}} = 1{,}84$. Следовательно, агрегатная прочность сварного соединения по первому варианту будет на 18 % больше, чем по второму.

Из решения квадратного уравнения (12) относительно χ при $\sigma_{y\text{ср}} = \sigma_{\text{в}}^{\text{Т}}$ для менее прочного металла Т может быть обеспечена равнопрочность соединений с несимметричной неоднородностью сварного стыка СТ—М—Т.

Значение $\chi_{\text{р}}$, соответствующее достижению прочностью сварного стыка СТ—М—Т прочности, равной прочности основного металла, определим по формуле

$$\chi_{\text{р}} = \frac{-M + \sqrt{M^2 + 0{,}25(\alpha_i^2 + 0{,}02)}}{\left(1 + \dfrac{0{,}2}{\alpha_i}\right)\alpha_i(1+A)},$$

где $M = 1 - \dfrac{1}{6}\alpha_1^2(1 - A + A^2) - \dfrac{K_{\text{в}1}}{\beta}$.

При $K_{\text{в}1} = 1{,}47$ и $K_{\text{в}2} = 1{,}57$ получим $\chi_{\text{р}} = 0{,}15$.

Значение $\chi = \chi_{\text{р}}$, соответствующее прочности сварного соединения с несимметричной механической неоднородностью, равной прочности основного металла, определим по формуле

$$\chi_{\text{р}} = 0{,}157 - 0{,}06(K_{\text{в ср}} - 1) - 0{,}044(K_{\text{в ср}} - 1)^2. \quad (13)$$

Сталь	Толщина проката, мм; разделка кромки; присадочный материал	Средняя погонная энергия дуги каждого слоя, кал/см	Экспериментальное значение $\chi^{э}_{раз}$	Расчетное значение $\chi^{р}_{раз}$	$\frac{HV_{ос.м}}{HV_{min\ ЗТВ}}$	$\frac{\sigma_{в\ св.ш}}{HV_{в\ ос.м}}$
15ХГ2СМФР	20, Х-образная, электроды УОНИ-13/85	2500	0,155 0,11	0,148 0,152	1,12 1,10	1,0
15ХГ2СФР	То же	2500	0,118	0,145	1,2	1,0
14ГСМФР	30, Х-образная, проволока СВ-08ХМФ, флюс АН-348А	8900	0,14	0,144	1,21	0,97
14Г2Ф(0,17 % V)	20, Х-образная, электроды УОНИ-13/85	4250	0,164	0,14	1,25	1,01
14Г2Ф(0,17 % V)	20, Х-образная, проволока СВ-08ХМФ, флюс АН-348А	8400	0,155	0,144	1,20	0,98
14Г2Ф(0,06 % V)	20, Х-образная, проволока СВ-08ХМФ, флюс АН-348А 30, Х-образная, электроды УОНИ-13/85	8050 4250	0,135 0,11	0,152 0,14	1,09 1,20	0,88 0,98
14Г2Ф(0,06 % V)	30, Х-образная, проволока СВ-08ХМФ, флюс АН-348А	8600	0,116	0,145	1,19	0,97
14Г2	20, Х-образная, проволока СВ-08ХМФ, флюс АН-348А	8050	0,143	0,151	1,1	0,94
14Г2Т(0,15 % Ti)	20, Х-образная, электроды УОНИ-13/85	2500	0,125	0,145	1,13	1,03

Соединения выполняли ручной электродуговой сваркой и автоматической сваркой под слоем флюса с Х-образной разделкой кромок. Статическую прочность соединений определяли при испытании на одноосное растяжение сварных образцов шириной 25 мм со снятым усилением шва [9].

В таблице приведены технология выполнения стыковых сварных соединений, параметры мягкой прослойки в ЗТВ, экспериментальные значения $\chi^{э}_{раз}$ относительной толщины участка разупрочнения [9] и значения $\chi^{р}_{раз}$, рассчитанные по формуле (13). Получено удовлетворительное соответствие $\chi^{э}_{раз}$ и $\chi^{р}_{раз}$. Разность значений объясняется тем, что теоретическое значение $\chi^{р}_{раз}$ получено для плоской мягкой прослойки, а экспериментальное $\chi^{э}_{раз}$ — для шевронной мягкой прослойки, относительная ширина которой зависит от угла наклона кромок сварного шва [10]. Необходимо учитывать влияние компактности поперечного сечения образцов на статическую прочность сварного соединения [11].

Несимметричная схема распределения механической неоднородности в сварном соединении благоприятна для реализации контактного упрочнения при статическом нагружении.

Методика оценки агрегатной прочности сварных соединений с несимметричной механической неоднородностью позволяет определять прочность путем введения в расчетные соотношения коэффициентов механической неоднородности.

Теоретические и экспериментальные результаты исследования могут быть использованы при изменении технологии сварки труб большого диаметра, а результаты работ [12—14] — при диагностике и экспертизе магистральных газонефтепроводов, теплотрасс, водоводов и металлических конструкций.

Таким образом, на основании теории пластичности получены формулы для компонент тензора напряжений, среднего предельного напряжения на контактных поверхностях сварных соединений с несимметричной механической неоднородностью во всем диапазоне относительной толщины мягких прослоек при растяжении, которые являются обобщениями соответствующих формул для сварных соединений с симметричной неоднородностью и хорошо согласуются с экспериментальными данными.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бакши О. А., Шрон Р. З.** Прочность при статическом растяжении сварных соединений с мягкой прослойкой // Сварочное производство. 1962. № 5. С. 6—9.

2. **Максимов П. К.** Прогнозирование прочности при осевом растяжении контактно-стыковых труб из термоупрочненных сталей // Сварочное производство. 1978. № 8. С. 6—8.

3. **Остсемин А. А.** Напряженное состояние и статическая прочность механически неоднородных сварных соединений. Сообщение 1. Оценка влияния значительной механической неоднородности на статическую прочность сварных соединений // Проблемы прочности. 1991. № 4. С. 30—35.

УДК 620.193.16

А. А. КОВАЛЁВ, И. А. СПОКОЙНЫЙ, В. Д. ШАШУРИН, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: kovalevarta@gmail.com

Оценка кавитационной стойкости узлов и деталей машин, работающих в жидких агрессивных средах

Исследована кавитационная стойкость узлов и деталей машин, работающих в жидких агрессивных средах. Определены скорость и частота воздействия микрогидроструи, образующейся при схлопывании каверны, по которым оценивается напряженно-деформированное состояние и ресурс детали.

Ключевые слова: кавитация, каверна, микрогидроструя, скорость, частота воздействия, износ, эрозия.

The cavitation resistance of machine components and parts, operating in liquid corrosion mediums, is investigated. The velocity and frequency of exposure of microhydraulic jet, formed at cavity collapse, which are used in assessment of stress-strain state and life of a part, are determined.

Keywords: cavitation, cavity, microhydraulic jet, velocity, exposure frequency, wear, erosion.

Большое число узлов и деталей машин, например, лопасти гребных винтов, рабочие колеса, проточные части корпуса и уплотнители насосов, лопатки гидротурбин работают в жидких агрессивных средах и подвергаются активным кавитационным воздействиям гидродинамической среды, приводящим к их интенсивному изнашиванию, а следовательно, снижению ресурса машины. Одним из путей решения проблемы является применение кавитационно-стойких материалов, для обоснованного выбора которых и оценки их ресурса необходимо знать основные факторы кавитационного воздействия.

В статье не рассматриваются физические и гидродинамические аспекты появления кавитации и ее динамика. За основу взята гипотеза, что в результате схлопывания кавитационных каверн (пузырьков, полостей) образуются микрогидроструи (МГС), с высокой скоростью и частотой действующие на поверхность материала и вызывающие его интенсивную эрозию.

Микрогидроструи образуются при схлопывании кавитационных пузырьков радиусом свыше $150 \cdot 10^{-6}$ м [1]. В некоторых случаях поверхность образовавшейся большой стационарной каверны *1* (рис. 1, *а—в*) локально теряет устойчивость и в нее с двух сторон врывается жидкость *3*, образуя МГС *4*, направленную к поверхности *2* детали. Неустойчивость локальных участков поверхностей каверн свойственна всем стадиям и структурам кавита-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 45)

4. **Браженас А., Даунис М. А., Вэйсиулис Д.** Деформация и сопротивление разрушению сварных соединений с мягкими прослойками при упругопластическом растяжении // Прикладная механика. 2006. № 4. С. 471—478.

5. **Теория** ковки и штамповки / Е. П. Унксов, У. Джонс, В. Л. Колмогоров и др. М.: Машиностроение, 1992. 720 с.

6. **Кузнецов А. И.** Задача о неоднородном пластическом слое // Механика. 1960. Т. 2. С. 165—173.

7. **Клыков Н. А., Решетов А. Л.** Прочность сварных соединений с несимметричной механической неоднородностью // Автоматическая сварка. 1979. № 12. С. 29—32.

8. **Механические** свойства сварных соединений с мягкой двухслойной композитной прослойкой / О. А. Бакши, Ю. И. Анисимов, Р. С. Зайнуллин и др. // Тр. ЧПИ. Вопросы сварочного производства. 1974. № 139. С. 4—19.

9. **Толмачева Н. В., Барышев В. М.** Образование мягких прослоек в сварных соединениях термически упрочненных строительных сталей и их влияние на статическую прочность сварных соединений // Сварка в строительстве. 1970. Вып. 15. С. 33—47.

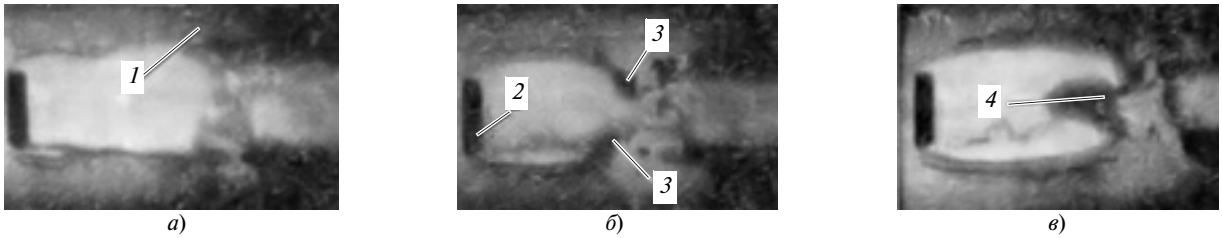
10. **Остсемин А. А.** Напряженное состояние и прочность наклонной мягкой прослойки механически неоднородных сварных соединений // Сварочное производство. 1996. № 10. С. 11—17.

11. **Остсемин А. А.** Влияние компактности поперечного сечения механически неоднородных сварных соединений на их напряженно-деформированное состояние и прочность // Проблемы прочности. 1992. № 1. С. 65—70.

12. **Остсемин А. А.** Анализ несущей способности действующего магистрального нефтепровода при наличии дефектов в продольном сварном шве // Сварочное производство. 1998. № 9. С. 11—15.

13. **Дильман В. Л., Остсемин А. А.** Расчет на прочность прямошовных труб большого диаметра с дефектом // Вестник машиностроения. 2006. № 1. С. 7—14.

14. **Остсемин А. А.** Прочность несимметричного механически неоднородного сварного соединения с поверхностным трещиноподобным дефектом // Вестник машиностроения. 2014. № 2. С. 33—38.



а) *б*) *в*)

Рис. 1. Последовательность (*а*—*в*) образования МГС в стационарной каверне:
1 — каверна; *2* — поверхность детали; *3* — жидкость; *4* — МГС

ции [2]. Износ материала зависит от интенсивности механического воздействия МГС и сопротивления ему материала.

Для оценки скорости и частоты воздействия МГС рассмотрим парогазовую кавитацию, считая, что в течение всего времени расширения (сжатия) пузырек сохраняет сферическую (симметричную) форму, поэтому движение будет безвихревым с потенциалом f скоростей, удовлетворяющим уравнению Лапласа:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 f}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 f}{\partial z^2} = 0 = \Delta f, \qquad (1)$$

где $f(x, y, z)$ — функция независимых переменных x, y, z.

Движение пузырька будем рассматривать в сферической системе координат r, θ, φ, уравнение (1) в которой имеет вид:

$$\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2\frac{\partial f}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2\sin\theta}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\sin\theta\frac{\partial f}{\partial\theta}\right) + \\ + \frac{1}{r^2\sin^2\theta}\frac{\partial^2 f}{\partial\varphi^2} = 0, \qquad (2)$$

где r — радиус-вектор; θ — зенитный угол; φ — азимутальный угол.

Так как сферический пузырек симметричный и параметры движения не зависят от θ и φ, уравнение (2) будет иметь вид:

$$\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2\frac{\partial f}{\partial r}\right) = 0. \qquad (3)$$

Продифференцировав уравнение (3), получим:

$$r\frac{\partial^2 f}{\partial r^2} + 2\frac{\partial f}{\partial r} = 0.$$

Рассмотрим уравнение непрерывности течения жидкости:

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \mathrm{div}(\rho V) = \frac{\partial\rho}{\partial t} + \rho\,\mathrm{div}V + V\mathrm{grad}\rho = 0, \qquad (4)$$

где ρ — плотность жидкости; V — вектор скорости жидкости в точке с координатами x, y, z в момент времени t.

В сферической системе координат без учета 0 и φ вектор скорости принимает вид:

$$\mathrm{div}V = \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{2V_r}{r}, \qquad (5)$$

где V_r — вектор скорости жидкости по координате r.

Для сферических координат без учета θ и φ градиент плотности

$$\mathrm{grad}\rho = \partial\rho/\partial r. \qquad (6)$$

Подставим равенства (5) и (6) в уравнение (4) и получим:

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \rho\,\mathrm{div}V + V\mathrm{grad}\rho = \\ = \frac{\partial\rho}{\partial t} + \rho\left(\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{2V_r}{r}\right) + V\frac{\partial\rho}{\partial r} = 0. \qquad (7)$$

Упростив равенство (7), получим:

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \frac{\partial[V_r\rho]}{\partial r} + \frac{2\rho V_r}{r} = 0. \qquad (8)$$

При медленном движении пузырька жидкость можно рассматривать как несжимаемую. Тогда, полагая $\rho = \mathrm{const}$ и умножив равенство (8) на r^2/ρ, получим окончательное уравнение непрерывности течения жидкости:

$$r^2\frac{\partial V_r}{\partial r} + 2V_r r = 0. \qquad (9)$$

Из уравнения (9) определим потенциал f скорости течения жидкости, преобразовав его путем дифференцирования к виду $\frac{\partial[r^2 V_r]}{\partial r} = 0$

$$r^2 V_r = D, \qquad (10)$$

где D — постоянная величина, определяемая граничными условиями.

Так как на границе пузырька скорость жидкости равна скорости расширения пузырька: $V_r = \partial R/\partial t = \dot{R}$, то из уравнения (10) получим:

$$D = R^2 \dot{R}, \tag{11}$$

где R — радиус пузырька.

Из уравнений (10) и (11) определим:

$$V_r = D/r^2 = R^2 \dot{R}/r^2. \tag{12}$$

Проинтегрировав выражение (12) по dr, определим потенциал скорости течения жидкости:

$$f = \int V_r \mathrm{d}r = \int \frac{R^2 \dot{R}}{r^2} \mathrm{d}r = -\frac{R^2 \dot{R}}{r} + C. \tag{13}$$

Константу C в данном случае не учитываем.

Давление в любой точке жидкости можно определить с помощью интеграла Лагранжа—Коши:

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \frac{(\mathrm{grad} f)^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gz = F(t), \tag{14}$$

где p — давление жидкости; g — ускорение свободного падения; z — ось; $F(t)$ — функция давления снаружи пузырька.

Так как сила тяжести не рассматривается, то слагаемое gz исключаем. Учитывая, что $\mathrm{grad} f = V_r = \partial f/\partial r$, уравнение (14) запишем в виде:

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial f}{\partial r}\right)^2 + \frac{p}{\rho} = F(t). \tag{15}$$

Из уравнения (13) определим частные производные по r и t:

$$\frac{\partial f}{\partial r} = -\frac{R^2 \dot{R}}{r} \mathrm{d}r = \frac{R^2 \dot{R}}{r^2};$$

$$\frac{\partial f}{\partial t} = -\frac{R^2 \dot{R}}{r} \mathrm{d}t = -\frac{2R\dot{R}^2 + R^2 \ddot{R}}{r},$$

подставив которые в уравнение (15), получим:

$$\frac{p(t)}{\rho} = \frac{2R\dot{R}^2 + R^2 \ddot{R}}{r} - \frac{R^4 \dot{R}^2}{2r^4} + F(t), \tag{16}$$

где $p(t)$ — давление внутри пузырька в текущем времени.

Формула (16) позволяет определить поле давления в жидкости вблизи пузырька переменного радиуса R. Для вычисления $R(t)$, $\dot{R}(t)$, $\ddot{R}(t)$ составим уравнение движения стенки пузырька. Полагая $R = r$, упростим формулу (16) и после преобразования получим:

$$R\ddot{R} + \frac{3\dot{R}^2}{2} = \frac{p(t)}{\rho} - F(t). \tag{17}$$

Считаем, что давление $p(t)/\rho$ внутри пузырька равно сумме давлений газа ($p_г$) и насыщенного пара ($p_{н.п}$), а функция давления $F(t)$ снаружи пузырька обеспечивается внешним давлением $P(t)$, поверхностным натяжением σ и динамической вязкостью μ жидкости, Н · с/м^2.

Принимаем, что давление внутри пузырька не зависит от времени и равно сумме давлений газа и насыщенного пара:

$$p(t) = p_г + p_{н.п} = \mathrm{const}. \tag{18}$$

Здесь

$$p_г = p_{г0}\left(\frac{R_0}{R}\right)^{3\gamma}, \tag{19}$$

где $p_{г0}$ — давление газа в начальный момент времени; γ — показатель адиабаты; R_0 — радиус пузырька в начальный момент времени.

Давление газа в начальный момент времени [3]:

$$p_{г0} = p(t_0) - p_{н.п} + \frac{2\sigma}{R_0},$$

где $p(t_0)$ — давление газа внутри пузырька в начальный момент времени.

Рассматривая адиабатический процесс расширения и сжатия парогазового пузырька, подставим уравнения (18) и (19) в равенство (17) и получим уравнение Релея—Плессета в общем виде:

$$R\ddot{R} + \frac{3\dot{R}^2}{2} - \frac{p_{г0}}{\rho}\left(\frac{R_0}{R}\right)^{3\gamma} = \frac{p_{н.п}}{\rho} - F(t). \tag{20}$$

Функция давления снаружи пузырька

$$F(t) = \frac{1}{\rho}\left(P(t) + \frac{2\sigma}{R} + \frac{4\mu\dot{R}}{R}\right), \tag{21}$$

где $P(t)$ — внешнее давление, Па; $2\sigma/R$ — давление поверхностного натяжения, Па; $4\mu\dot{R}/R$ — давление вязкости, Па.

С учетом функции (21) равенство (20) примет вид:

$$R\ddot{R} + \frac{3\dot{R}^2}{2} - \frac{p_{г0}}{\rho}\left(\frac{R_0}{R}\right)^{3\gamma} + \frac{2\sigma}{\rho R} + \frac{4\mu\dot{R}}{R} = \frac{p_{н.п}}{\rho} - \frac{P(t)}{\rho}. \tag{22}$$

Запишем равенство (22) следующим образом:

$$R\frac{\partial^2 R}{\partial t^2} + \frac{3}{2}\left(\frac{\partial R}{\partial t}\right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho R} + \frac{4\mu \dot{R}}{R} = \\ = \frac{p_{\text{н.п}} - P(t)}{\rho} + \frac{p_{\text{г}0}}{\rho}\left(\frac{R_0}{R}\right)^{3\gamma}. \qquad (23)$$

Формула (23) совпадает с формулой, полученной в монографии [4].

Смоделируем процессы расширения и сжатия кавитационного пузырька на основании уравнения (23). В модели учтено условие возникновения кавитационного пузырька, алгоритм приведен на рис. 2.

Для определенных внешних условий существуют критические размеры начального радиуса пузырька (зародыша). При $R_0 < R_{0\text{рез}}$ ($R_{0\text{рез}}$ — резонансный радиус, определяющий границу образования кавитации) пузырек замкнется до окончания цикла колебания давления и его развитие будет типично кавитационным — быстрый рост из маленького зародыша и быстрое замыкание [5].

Моделировали процесс обтекания водой лопатки рабочего колеса насоса НМ 1250-260 в режиме развитой кавитации, возникающей на тыльной стороне лопатки при падении давления, при котором идет насыщение зародыша кавитации парами и газом из внешней жидкостной среды. Получили зависимости распределения давления $P(x)$ и скорости $V(x)$, которые стали исходными данными для модели давления $P(t)$. Массив данных $P(t)$ разложили в ряд Фурье с использованием приложения Curve Fitting Toolbox в программной среде Matlab (лицензия Academic № 732584):

$$P(t) = 4{,}264 \cdot 10^4 + 2{,}308 \cdot 10^4\cos(504t) - \\ - 1{,}682 \cdot 10^5\sin(504t) - 6{,}605 \cdot 10^3\cos(1008t) - \\ - 3{,}990 \cdot 10^4\sin(1008t) - 2{,}111 \cdot 10^4\cos(1512t) - \\ - 2{,}148 \cdot 10^4\sin(1512t), \qquad (24)$$

где $\nu = 504$ Гц — частота первой гармоники.

Выражение (24) использовали для расчета внешнего давления среды при моделировании динамики кавитационного пузырька (рис. 3); период составил $t = 0{,}012$ с.

Расчет проводили для нормальных условий $p_a = 101\ 325$ Па, $T = 293{,}15$ К (20 °С) и входных значений для уравнения (23): $\rho \approx 1000$ кг/м^3; $\mu = 1004 \cdot 10^{-6}$ Н · с/м^2; $\sigma \approx 73 \cdot 10^{-3}$ Н/м (на границе воды с газом) [6]; $\gamma = 1{,}3$ [8].

Выполнили моделирование по уравнению Релея—Плессета (23) для внешнего давления по уравнению (24) в интервале времени $t = 0 \div 0{,}012$ с.

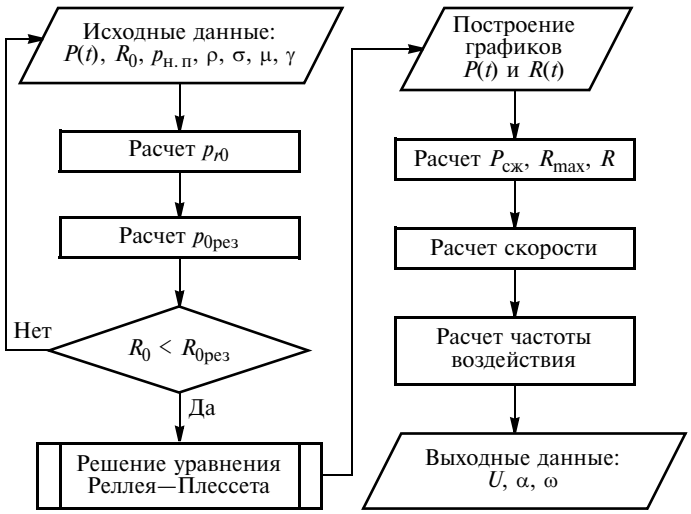


Рис. 2. Алгоритм моделирования изменения скорости и частоты воздействия МГС

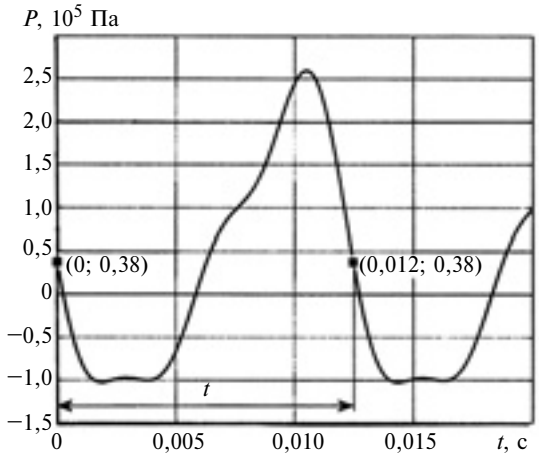


Рис. 3. Изменение внешнего давления *P* в текущем времени *t*

В результате коагуляции соизмеримых более мелких зародышей радиусом $25 \cdot 10^{-6}$ м образуется пузырек с начальным радиусом $R_0 = 150 \cdot 10^{-6}$ м [9]. В начальный момент времени $t = 0$ получили внешнее давление $P(t_0) = 37\ 995$ Па ≈ 38 кПа.

Решение уравнения (23) при нормальных условиях и внешнем давлении $P(t)$ (рис. 4, *а*) позволило определить динамику кавитационного пузырька (рис. 4, *б*). Из полученных зависимостей видно, что $P_{\text{кр}} = 1{,}682 \cdot 10^5$ Па, $R_{\max} = 0{,}05$ м, $t_{\text{рас}} = 0{,}009$ с и $R = 0{,}0036$ м при $P_{\text{сж}} = 7{,}18 \cdot 10^4$ Па. Таким образом, из зародыша кавитации радиусом $R_0 = 150 \cdot 10^{-6}$ м образуется стационарная каверна радиусом 0,05 м.

Из рис. 5 видно, что в интервале времени $t = (0 \div 2{,}1)10^{-3}$ с внешнее давление $P(t)$ падает и кавитационный пузырек растет со скоростью $\partial R/\partial t \approx 8{,}2$ м/с, насыщаясь при этом газами.

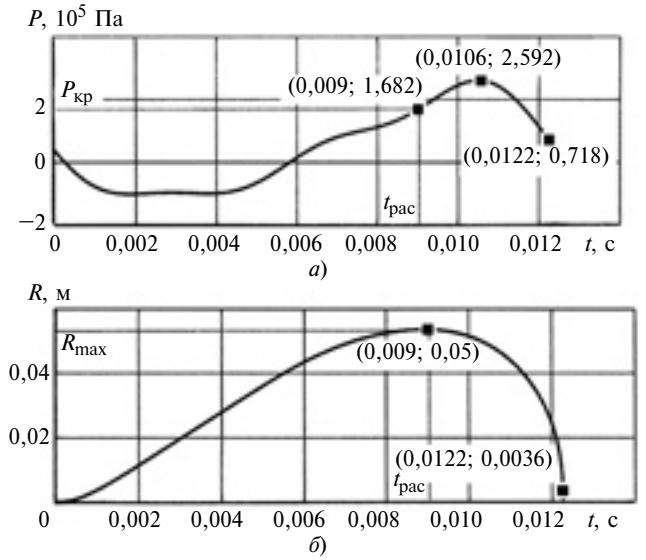


Рис. 4. Изменение внешнего давления *P* (*а*) и радиуса *R* пузырька (*б*) в текущем времени *t*

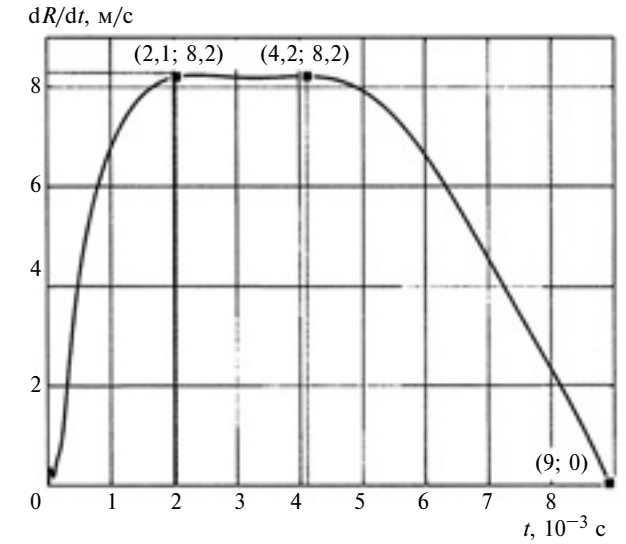


Рис. 5. Динамика расширения каверны

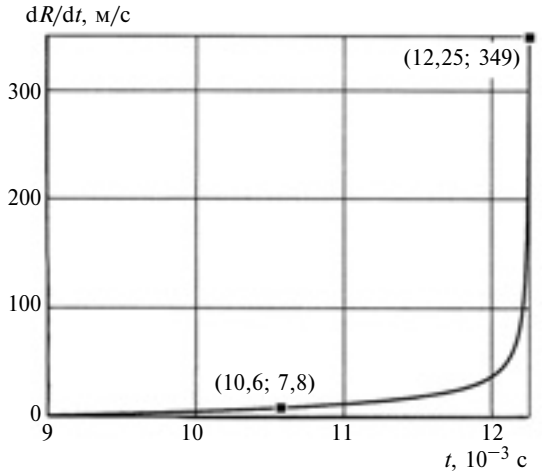


Рис. 6. Динамика схлопывания каверны

В интервале времени $t = (2{,}1 \div 4{,}2)10^{-3}$ с давление $P(t) = \text{const}$, а скорость $\partial R/\partial t = 8{,}2$ м/с. При этом пузырек насыщается парами жидкости. В интервале $t = (4{,}2 \div 9)10^{-3}$ с давление $P(t)$ начинает повышаться и достигает критического значения $P_{\text{кр}} = 1{,}682 \cdot 10^5$ Па, при этом пузырек, достигнув максимальной величины $R_{\max} = 0{,}05$ м, перестает расти ($\partial R/\partial t = 0$). В результате образуется стационарная каверна.

Из рис. 6 видно, что в интервале времени $t = (9 \div 10{,}6)10^{-3}$ с давление $P(t)$ повышается до $2{,}6 \cdot 10^5$ Па, при этом скорость схлопывания каверны увеличивается и достигает 7,8 м/с. В интервале $t = (10{,}6 \div 12{,}25)10^{-3}$ с давление $P(t)$ падает, а скорость достигает 349 м/с. Стационарная каверна распадается, остается прикрепленная к поверхности детали каверна размером $3{,}6 \cdot 10^{-3}$ м. В интервале $t = (12{,}25 \div 12{,}46)10^{-3}$ с (на рис. 6 не показано) скорость схлопывания резко возрастает до $2{,}5 \cdot 10^8$ м/с, что свидетельствует о распаде стационарной каверны. При сжатии каверны образуется МГС, которая воздействует на поверхность детали в месте крепления каверны.

Так как модель Релея—Плессета недостаточно точно описывает поведение пузырька в последний момент своего существования, то оценим скорость МГС, используя энергетический подход. Для оценки скорости МГС определим энергию, расходуемую на ее разгон, по формуле [10]

$$E_{\text{МГС}} = \frac{1}{2} m V^2 = \frac{1}{2} \int_R^{\infty} 4\pi\rho r^2 V^2 \mathrm{d}r, \qquad (25)$$

где m — масса разгоняемой жидкости, кг; R — радиус пузырька, м; r — расстояние от центра сферы, м; $V = V_0 R^2/r^2$ — скорость жидкости на расстоянии r, м/с (V_0 — скорость жидкости на границе пузырька, м/с).

Из уравнения (25) следует:

$$E_{\text{МГС}} = 2\pi\rho V_0^2 R^3. \qquad (26)$$

С другой стороны, под действием давления $P_{\text{сж}}$ окружающей жидкости при схлопывании кавитационной каверны энергия изменится на величину [10]

$$\Delta E = \int_R^{R_{\max}} 4\pi r^2 P_{\text{сж}} \mathrm{d}r = \frac{4\pi}{3} P_{\text{сж}} (R_{\max}^3 - R^3), \qquad (27)$$

где $R_{\max}$ — наибольший радиус каверны, м.

Приравняв выражения (26) и (27), определим скорость жидкости на поверхности пузырька радиуса R:

$$V_0 = \sqrt{\frac{2}{3}\frac{P_{сж}}{\rho}\left(\left(\frac{R_{max}}{R}\right)^3 - 1\right)}.$$

Определим скорость МГС:

$$U = \sqrt{\frac{2}{3}\frac{P_{сж}}{\rho}\left(\left(\frac{R_{max}}{R}\right)^3 - 1\right)}\sin\alpha, \qquad (28)$$

где α — угол взаимодействия МГС с поверхностью детали.

По формуле (28) рассчитали скорость МГС при $P_{сж} = 7{,}18 \cdot 10^4$ Па, $R_{max} = 0{,}05$ м, $R = 0{,}0036$ м, $\alpha = 90°$. Получили $U = 358$ м/с. Можно предположить, что с такой скоростью жидкость врывается в стационарную каверну и разрывает ее. Полученная скорость немного превышает скорость схлопывания каверны (349 м/с). Это объясняется тем, что не учитывались последние доли секунды сжатия стационарной каверны. Следовательно, формула (28) позволяет точнее оценить скорость МГС, образующейся при сжатии каверны.

Время полного схлопывания каверны радиуса R в жидкости с плотностью ρ при давлении $P_{сж}$ определим по формуле [1]

$$t_{схл} = 0{,}915R\sqrt{\rho/P_{сж}}.$$

При $R = 0{,}05$ м и $P_{сж} = 1{,}682 \cdot 10^5$ Па, время схлопывания каверны $t_{схл} \approx 0{,}003$ с соответствует времени схлопывания стационарной каверны (см. рис. 4, *б*), при котором образуется каверна радиусом $R = 0{,}0036$ м. Прикрепленная к поверхности детали каверна радиусом $R = 0{,}0036$ м также может схлопнуться под действием внешнего сжимающего давления. Для нахождения скорости МГС при схлопывании стационарной каверны радиуса $R = 0{,}0036$ м необходимо определить радиус, до которого она схлопнется.

Предположим, что $R_{max}\xi = R$ (ξ — коэффициент), тогда при $R_{max} = 0{,}05$ м и $R = 0{,}0036$ м, получим $\xi = 0{,}072$, что соответствует $\xi = 0{,}1$ в работе [10]. При этих значениях R_{max} и ξ получим радиус схлопывания каверны $R = 0{,}26 \cdot 10^{-3}$ м. По формуле (28) определим скорость МГС при схлопывании каверны при $P_{сж} = 7{,}16 \cdot 10^4$ Па, $R_{max} = 0{,}0036$ м, $R = 0{,}26 \cdot 10^{-3}$ м, $\alpha = 90°$. Максимальная скорость МГС $U = 356$ м/с. Скорость МГС при $\alpha = 30°$ составила $U_{ср} = 178$ м/с.

Предположим, что один удар МГС по поверхности детали совершается за 0,012 с. Тогда за 1 с при непрерывном росте и схлопывании каверны осуществится приблизительно 80 ударов, которые приходятся на площадь, равную площади $S = \pi d^2/4$, поперечного сечения МГС, где d — диаметр МГС, м. Тогда при $d = 2 \cdot 0{,}26 \cdot 10^{-3} = 5{,}2 \cdot 10^{-4}$ м площадь $S = 21{,}2 \cdot 10^{-8}$ м^2, на которую воздействует МГС с частотой $\omega = 80$ удар/с.

В настоящее время при моделировании сложных процессов, в том числе и кавитационных, широко используют метод конечных элементов. Для данных исследований можно применить методы вычислительной гидродинамики (CFD), но они требуют соответствующего программного обеспечения и больших вычислительных ресурсов.

Для всесторонней оценки скорости и частоты воздействия МГС кроме оценочных расчетов следует проводить специальные эксперименты с имитацией кавитационной среды в гидродинамических (кавитационных) трубах с применением высокоскоростной съемки процессов зарождения, развития и схлопывания каверн. Это позволит сопоставить экспериментальные и расчетные данные, уточнить и усовершенствовать математический аппарат.

Знать скорость и частоту МГС, образующейся при схлопывании кавитационной каверны, необходимо для задания внешнего воздействия при оценке напряженно-деформированного состояния узлов и деталей машин, работающих в кавитационной среде.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Федоткин И. М., Оржельский И. В.** Физический вакуум, физические эффекты в кавитационных теплогенераторах и возможности производства избыточной энергии. Киев: Изд-во ГМВКК, 2005. 353 с.
2. **Козырев С. П.** Гидроабразивный износ металлов при кавитации. М.: Машиностроение, 1971. 240 с.
3. **Федоткин И. М., Оржельский И. В.** Тепловые эффекты и гидродинамическая кавитация. Киев: [Б.и.]. 2001. 895 с.
4. **Brennen C. E.** Fundamentals of Multiphase Flows // California Institute of Technology. Cambridge University Press, 2005. 410 p.
5. **Перник А. Д.** Проблемы кавитации. Л.: Судостроение. 1966. 439 с.
6. **Кошкин Н. И., Васильчикова Е. Н.** Элементарная физика: Справочник. М.: Высшая школа, 2003. 261 с.
7. **СП 23-101—2004.** Свод правил по проектированию и строительству. Проектирование тепловой защиты зданий. М.: [Б.и.]. 2004.
8. **Запорожец Е. П., Зиберт Г. К., Запорожец Е. Е.** Гидродинамическая кавитация (свойства, расчеты, применение). Сер. "Подготовка и переработка газа и газового конденсата". М.: ООО "ИРЦ ГазПром", 2003. 130.
9. **Ламекин Н. С.** Кавитация: теория и применение. М.: РУСАКИ, 2000. 248 с.
10. **Федоткин И. М., Оржельский И. В.** Физические эффекты при гидродинамической кавитации и их практическое использование. Киев: [Б.и.]. 2001. 839 с.

УДК 658.512

Б. М. БАЗРОВ, д-р техн. наук (ИМАШ РАН), e-mail: modul-lab@mail.ru

Метод проектирования технологического процесса изготовления детали

Предложен метод проектирования технологического процесса изготовления детали на принципах модульной технологии. Деталь представляется совокупностью модулей поверхностей, элементная база включает в себя модули средств технологического обеспечения, технологический процесс строится компоновкой из модулей.

Ключевые слова: технологический процесс, операция, маршрут, заготовка, припуск, модуль поверхности, модуль средств технологического обеспечения элементная база.

The method of design of technological process of part manufacturing, based on modular technology foundations, is offered. The part is presented as a group of surfaces modules. The element base includes modules of means of technological support. The technological process is built by modules composition.

Keywords: technological process, operation, process flow, blank, allowance, surface module, module of technological support means, element base.

В учебной литературе по технологии машиностроения подробно рассматриваются вопросы обеспечения качества деталей и временные затраты на их изготовление, что является основой построения технологических процессов (ТП). Однако методика разработки ТП проработана еще недостаточно, не рассматривается элементная база средств технологического обеспечения. Поэтому она носит рекомендательный характер, отличается низким уровнем формализации и ориентирована на опыт технолога, что повышает трудоемкость разработки ТП, снижает качество проектных решений, порождает избыток вариантов и препятствует автоматизации процесса.

Учитывая увеличение трудоемкости технологической подготовки производства ввиду тенденций сокращения времени выпуска изделий и повышения требований к их качеству, очевидно, что совершенствование методов проектирования ТП остается актуальным.

Проектирование ТП осуществляется в следующей последовательности:

определение последовательности изготовления поверхностей детали;

выбор технологических баз;

разделение процессов обработки заготовки на промежуточные (черновые, получистовые) и окончательные;

определение последовательности обработки поверхностей заготовки;

определение места термической обработки в маршруте;

формирование операций;

проектирование технологического перехода;

определение технологических возможностей станка и др.

Остановимся на задачах, которые решаются при проектировании ТП. В одних случаях главным является высокое качество детали, в других — максимальная производительность обработки. В первом случае производительность обработки — не главный показатель, во втором случае качество обработки является ограничением, так как, если не будет требуемого качества, то получим брак. Ограничением может являться и производительность обработки, например, если необходимо обеспечить заданный такт выпуска деталей.

Таким образом, задачи ТП:

обеспечение заданного качества детали при максимальной производительности обработки;

обеспечение заданной производительности обработки при заданном качестве детали;

достижение максимального качества детали.

Заметим, что качество и производительность — показатели, противоречащие друг другу при прочих равных условиях повышения качества влечет за собой снижение производительности обработки, а повышение производительности снижает качество. Например, повышение параметра режима обработки снижает ее точность. Это следует учитывать при проектировании ТП. При решении первой задачи следует понимать, что если задана точность обработки, то для конкретной операции определена производительность. Если производительность недостаточная, то надо не повышать режим обработки, а изменить операцию, например применить другой метод обработки, станок, инструмент.

При решении второй задачи операцию проектируют таким образом, чтобы при обеспечении заданной производительности обработки достига-

лось и заданное качество детали. При нескольких приемлемых вариантах выбирают вариант с наименьшей себестоимостью производства.

В третьей задаче ищется решение, при котором достигается максимальное качество.

Для устранения недостатков существующей методики проектирования ТП рассмотрим их причины:

представление детали в виде совокупности поверхностей (плоских, цилиндрических, конических, и т. д.) и их функционального назначения;

отсутствие на чертеже детали конструкторских баз относительного положения поверхностей (размеры указываются с двумя стрелками);

неограниченное разнообразие средств технологического обеспечения.

Все это порождает избыток вариантов ТП, увеличивает его продолжительность, если функционально связанные поверхности изготовляют на разных операциях, в результате чего происходит накопление погрешностей относительного положения поверхностей и вводятся дополнительные операции для их уменьшения. Особенно это проявляется при разработке ТП сложных деталей с большим числом поверхностей. Поэтому предлагается на чертежах деталей указывать функциональные назначения поверхностей.

Анализ назначений различных деталей показал, что они выполняются, как правило, не отдельными поверхностями, а несколькими. В соответствии с этим введем понятие *функциональный модуль поверхностей* (ФМП) — сочетание поверхностей детали, совместно участвующих в выполнении ее служебных функций [1].

Достоинствами ФМП являются однозначность их определения, высокая устойчивость во времени и ограниченная номенклатура.

На рис. 1 приведена классификация ФМП. Первая ступень классификации — модули поверхностей деталей (МПД), которые делятся на базирующие (БМПД), рабочие (РМПД) и связующие

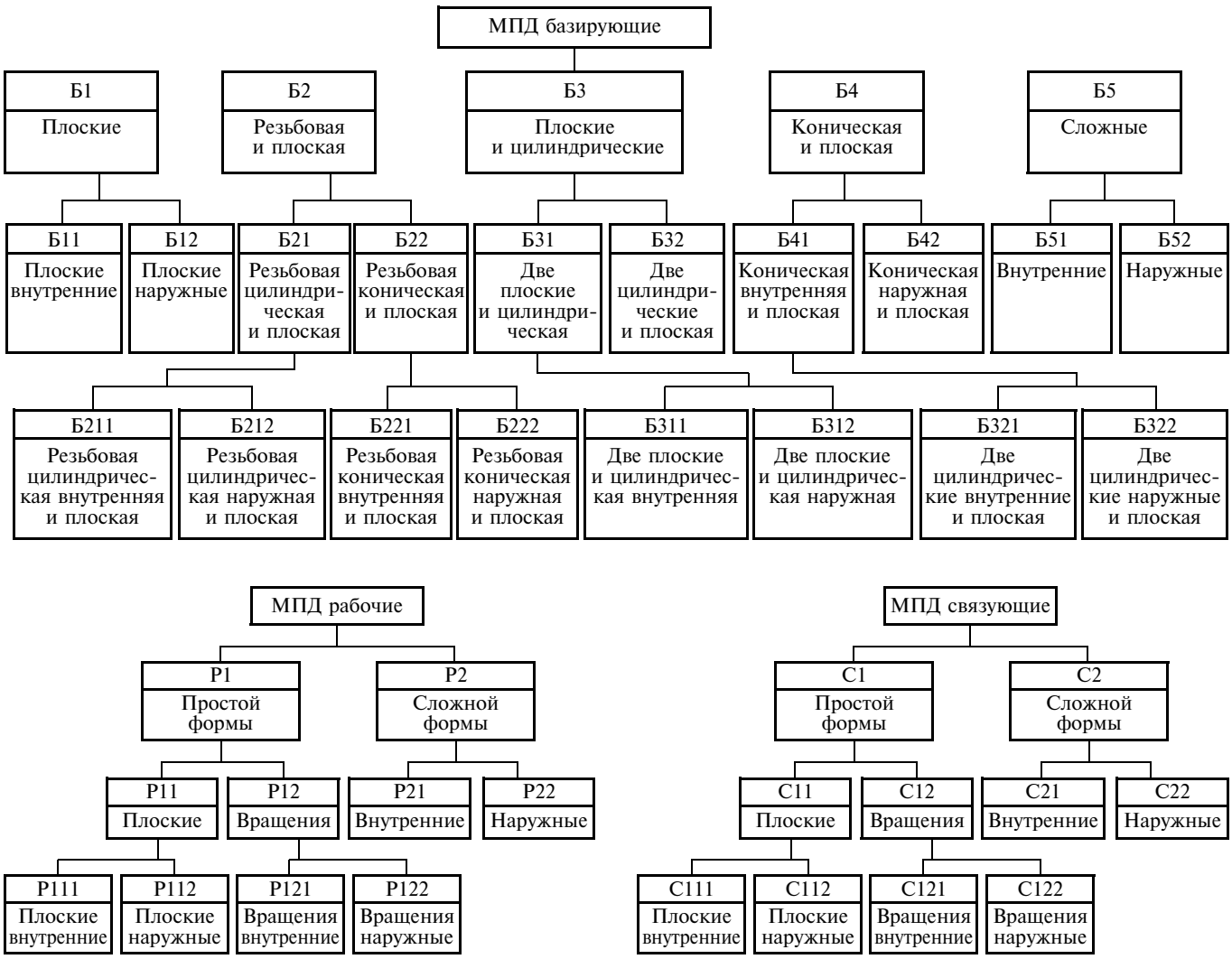


Рис. 1. Классификация ФМП

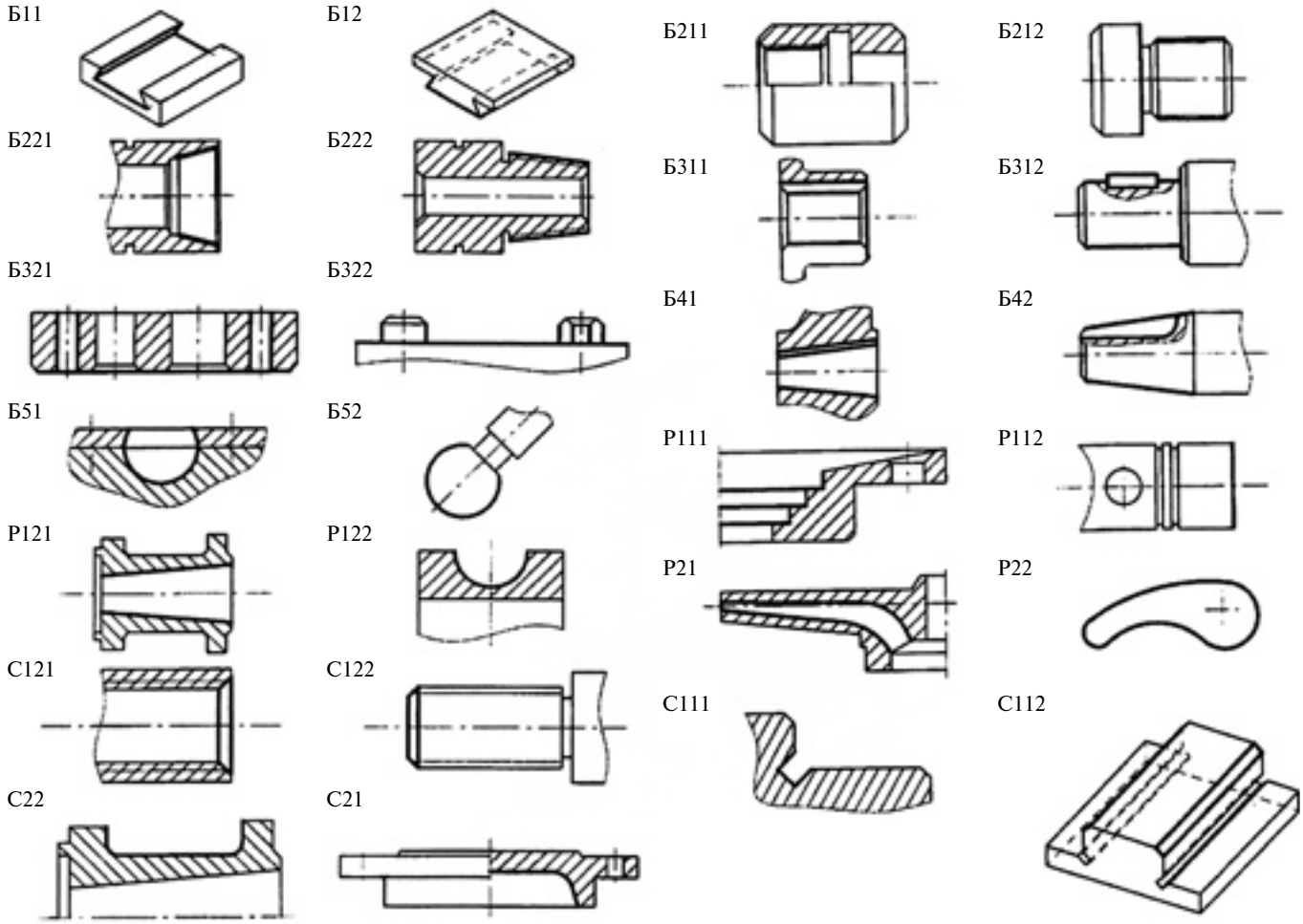


Рис. 2. Примеры конструктивного оформления ФМП

(СМПД). На рис. 2 приведены примеры их конструктивного оформления.

Номенклатура ФМП включает в себя 26 наименований, при этом каждый вид ФМП имеет ограниченную группу конструктивных типов, что открывает широкие возможности для типизации и унификации и ФМП, и средств их технологического обеспечения. Формирование ФМП по функциональному признаку позволяет использовать их технологическое обеспечение на любых машиностроительных предприятиях.

Таким образом, при разработке чертежа детали ее поверхности следует объединять по функциональному признаку в соответствующие ФМП (рис. 3). Все размеры детали (рис. 4) можно разделить на четыре вида с соответствующими обозначениями:

размеры, определяющие относительное положение ФМП, представляют собой отрезки или дуги, ограниченные с одной стороны точкой, с другой — стрелкой, направленной на базу;

размеры, определяющие относительное положение поверхностей, которые входят в ФМП, показывают отрезками или дугами с одной стрелкой, направленной на базу;

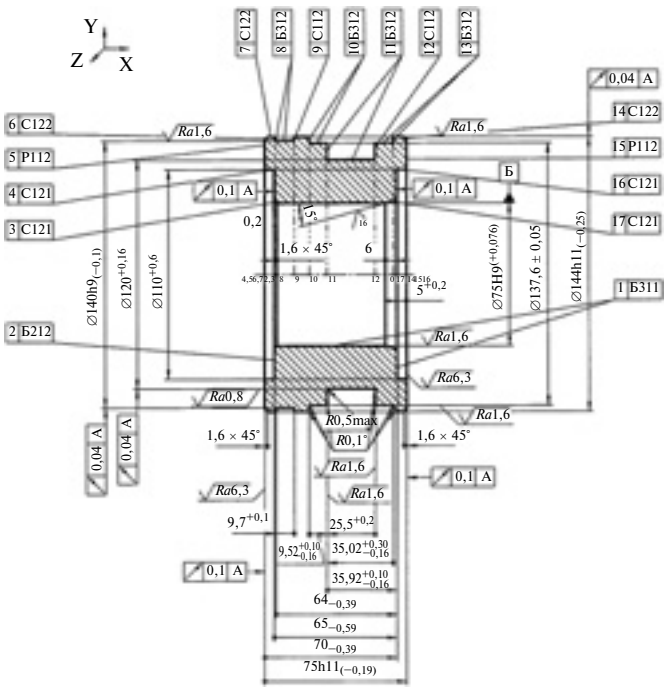


Рис. 3. Чертеж детали как совокупности ФМП

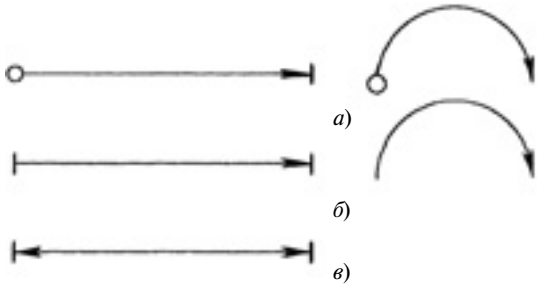


Рис. 4. Условные обозначения:
а — координирующие размеры ФМП; *б* — координирующие размеры поверхностей ФМП; *в* — размеры поверхностей детали и габаритные размеры

размеры, определяющие геометрическую форму поверхностей ФМП, показывают отрезками или дугами с двумя стрелками;

габаритные размеры детали показывают отрезками с двумя стрелками.

Кроме того, к чертежу детали в модульном исполнении добавляется граф ФМП (рис. 5), который наглядно показывает подчиненность ФМП, их конструкторские базы и точность относительного положения ФМП. Такая информация полезна для технолога при выборе технологических баз. Формирование операции должно основываться на том, чтобы все поверхности одного ФМП изготовлялись на одной операции, что уменьшит погрешности относительных положений и число операций технологического процесса. Кроме того, число ФМП детали в 2 раза меньше числа поверхностей, что уменьшает число вариантов ТП, упрощает выбор технологических баз и уменьшает их число.

Следовательно, в состав исходных данных проектирования ТП входят: решаемая задача, объем выпуска деталей, чертеж детали в модульном исполнении, граф ФМП, материал. Кроме того, исходные данные дополняет элементная база средств технологического обеспечения изготовления деталей.

Традиционная элементная база технологического обеспечения (ЭБТО) представляет собой совокупность способов типовых технологических переходов и операций по изготовлению поверхностей деталей, элементов средств технологического оснащения (СТО): станки, оснастка и др., из которых составляют ТП и технологические обрабатывающие системы. В состав ЭБТО входят также типовые технологические процессы и обрабатывающие системы.

Недостатки ЭБТО: во-первых, низкий уровень элементов (метод обработки, технологический переход), что увеличивает объем и сроки проектирования ТП, при этом крупные элементы (операции, станки, приспособления) характеризуются узкой областью применения, а универсальные элементы не учитывают специфику предмета производства; во-вторых, рассредоточенность информации об элементах (справочники, учебники, монографии и др.) затрудняет их поиск и повышает трудоемкость проектирования; в-третьих, низкий уровень организации ЭБТО, так как нет подсистем технологической подготовки производства (ТПП).

К сожалению, до сих пор отсутствует даже постановка задачи создания единой ЭБТО как подсистемы ТПП. При этом на каждом машиностроительном предприятии имеется собственная локальная ЭБТО, существующая, как правило, в неявном виде и представляющая собой перечень типовых ТП и операций, ведомостей средств технологического оснащения, стандартов, справочно-нормативных документов, методических разработок (не связанных между собой и зачастую не отвечающих современным достижениям). Такие ЭБТО формируются стихийно и по отдельным составляющим.

Перечисленные недостатки ЭБТО снижают эффективность ТПП, качество ТП и средств технологического оснащения, повышают трудоемкость. Поэтому очевидно, что организация ЭБТО как подсистемы ТПП — актуальная задача, для решения которой требуются высококвалифицированные специалисты.

Проблема создания ЭБТО заключается в первую очередь в неопределенности предмета производства, так как все элементы связаны с ним напрямую или опосредовано. На практике в качестве предмета производства принимают или поверхность, или совокупность поверхностей, или деталь. Все они отличаются неограниченным разнообразием по конструкциям, характеристикам и техническим требованиям, поэтому не эффективно включение в ЭБТО ТП и СТО.

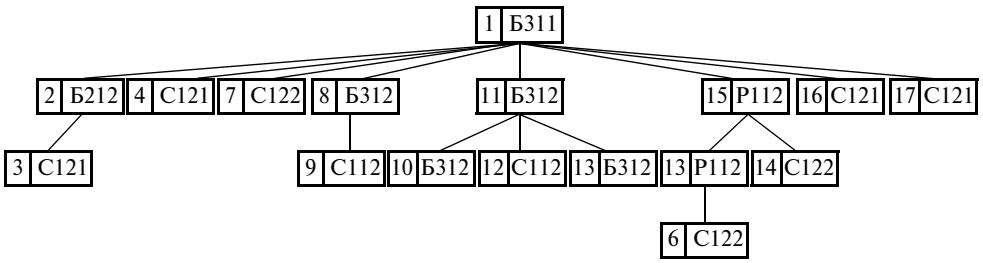


Рис. 5. Граф ФМП детали

Предлагается в качестве предмета производства принимать ФМП. Наличие ограниченного множества ФМП позволяет создать единую ЭБТО на модульном уровне для всего машиностроения [2].

ФМП включает в себя модуль технологического процесса обработки (МТО), модуль технологических баз (МТБ), модули средств технологического оснащения для их осуществления: модуль станка (МО); модуль инструментальной наладки (МИ); модуль приспособления (МПр); модуль контрольно-измерительного устройства (МКИ).

Таким образом, основу ЭБТО должно составлять множество МТО, которое является частью операции и представляет собой перечень технологических и вспомогательных переходов по изготовлению всех поверхностей ФМП в определенной последовательности, на одном рабочем месте с указанием метода обработки, значений параметров режима обработки, обрабатывающего инструмента, его материала и способа установки, а также временны́е затраты.

Прежде чем проектировать ТП, необходимо преобразовать ФМП в *технологические модули поверхностей* (ТМП).

Дело в том, что при изготовлении ФМП действуют законы технологии, что требует проработки конструкций ФМП на технологичность. Это в свою очередь в ряде случаев требует объединения ФМП в группы, тогда ФМП преобразуется в ТМП и не объединенные ФМП тоже переходят в категорию ТМП.

Если в основу объединения ФМП в группу положены удобство и эффективность технологии изготовления, т. е. технологические признаки, то разнообразие ФМП становится безграничным, так как на каждом предприятии формируют собственные ТМП. Чтобы избежать этого и создать банк типовых ТМП, следует ФМП объединять в группы только в тех случаях, когда их нельзя изготовить отдельно или они образуют типовое конструктивное решение. Так, при изготовлении ФМП Б312 (рис. 6, *а*) для получения прямого угла между торцом и цилиндрической поверхностью или вывода инструмента предусматривают канавку ФМП С22 (рис. 6, *б*). Кроме того, для конструкции ФМП Б312 характерно наличие фаски ФМП С122 (рис. 6, *б*), которую следует выполнять совместно с ФМП Б312.

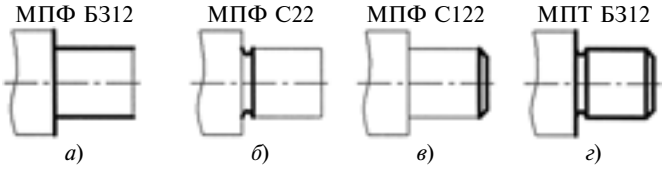


Рис. 6. Пример формирования ТМП Б312:
а — ФМП Б312; *б* — ФМП С22; *в* — ФМП С122; *г* — ТМП Б312

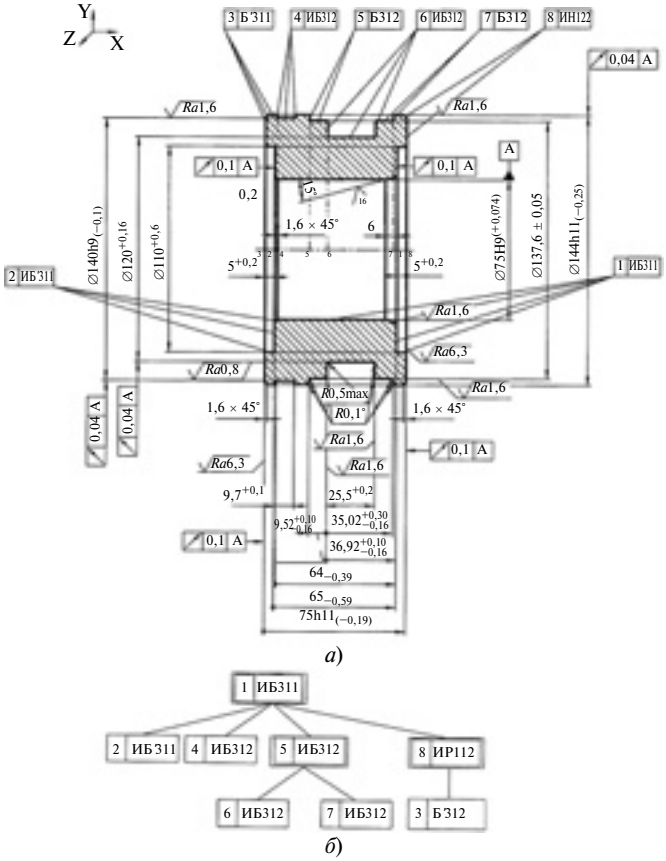


Рис. 7. Чертеж детали как совокупности ТМП:
а — чертеж детали; *б* — граф

Таким образом, ТМП представляет собой сумму трех ФМП (рис. 6, *г*): ТМП Б312 = ФМП Б312 + + ФМП С22 + ФМП С122.

Как правило, ТМП образуются присоединением связующего ФМП к базирующему ФМП или рабочему ФМП.

Каждый вид ТМП — ограниченное множество типовых конструкций, в котором каждый тип отличается размерами, их соотношениями, требованиями к качеству.

После преобразования ФМП в ТМП разрабатывают чертеж детали как совокупности ТМП и граф ТМП (рис. 7).

Представление детали в модульном исполнении позволяет проектировать ТП методом компоновки из МТО. Эффективность МТО зависит главным образом от эффективности технологических переходов изготовления поверхностей ТМП.

Анализ публикаций по проектированию технологических переходов показал отсутствие научно обоснованной методики их проектирования технологического перехода. Поэтому была разработана методика проектирования технологического перехода при изготовлении поверхности детали [3, 4].

Совокупность элементов технологического перехода (СЭТП) включает в себя метод обработки,

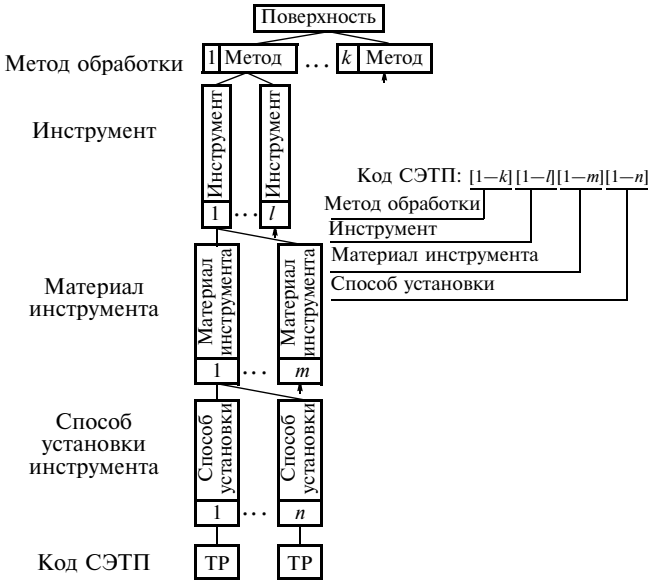


Рис. 8. Схема формирования СЭТП изготовления поверхности детали

обрабатывающий инструмент, материал рабочей части инструмента (рабочей части), способ установки инструмента. Каждый из этих элементов может иметь множество вариантов, поэтому СЭТП отличается многовариантностью и необходима методика их поиска и выбора оптимального варианта.

Была разработана последовательность проектирования технологического перехода: выбор метода обработки, инструмента, материала рабочей части инструмента, способа его установки.

Формирование СЭТП заключается в выборе каждого элемента технологического перехода из их множеств в приведенной выше последовательности (рис. 8).

В основе реализации поиска СЭТП лежат связи между характеристиками изготовляемой поверхности (форма, размеры, показатели качества, материал детали, величина припуска) и элементами технологического перехода. Так, например, метод обработки обеспечивает форму поверхности, а выбор материала инструмента зависит от твердости и пластичности материала детали и т. д.

Для выбора элементов технологического перехода необходимо знать их назначение в обеспечении требуемых показателей изготовляемых поверхностей и обусловленные соответствующими факторами границы (области) их применения, которые определяются на основе анализа и систематизации имеющихся данных.

На рис. 9 на примере цилиндрического отверстия представлены области применения разных методов обработки в виде диаграмм. Установление связей между элементами технологического перехода позволило разработать методику поиска СЭТП, в основе которой лежит схема, представленная на рис. 10.

Разработка МТО включает в себя проектирование технологических переходов по каждой поверхности ТМП, включая поиск СЭТП.

Для изготовления одного ТМП разрабатывается группа МТО с учетом материала детали и схемы (последовательная, последовательно-параллельная, параллельная) обработки поверхностей МП, которая зависит от объема партии изготовляемой детали.

Для разработки ТП необходимо знать припуск для каждой поверхности детали. В зависимости от формы и размеров заготовки, требуемых точности и качества поверхность можно получить за один или несколько рабочих ходов. Поэтому под МТО понимается такая совокупность технологических и вспомогательных переходов, при которой каждая поверхность ТМП изготовляется только за один рабочий ход.

Таким образом, заготовка ТМП представляет собой *заготовительный модуль поверхностей* (ТМПз), который учитывает припуски, снимаемые с каждой поверхности за один рабочий ход, т. е. чтобы получить ТМПз надо определить величину каждого припуска, снимаемых с поверхностей за один рабочий ход, и прибавить их к соответствующим размерам ТМП.

Если для получения поверхности требуемого качества необходимо снимать припуск за несколько рабочих ходов, то вместо числа рабочих ходов оперируют числом заготовительных модулей, подлежащих обработке для получения ТМП. Запишем это как ТМП $\rightarrow$ ТМПз$_1$ $\rightarrow$ ТМПз$_2$ $\rightarrow$ ... $\rightarrow$ ТМПз$_n$, где ТМПз$_1$÷ТМПз$_n$ — заготовительные модули для получения соответственно ТМП, ЗМП$_1$, ..., ЗМП$_{n-1}$.

По конструкции ТМПз могут отличаться от ТМП и друг от друга, что зависит от конфигурации

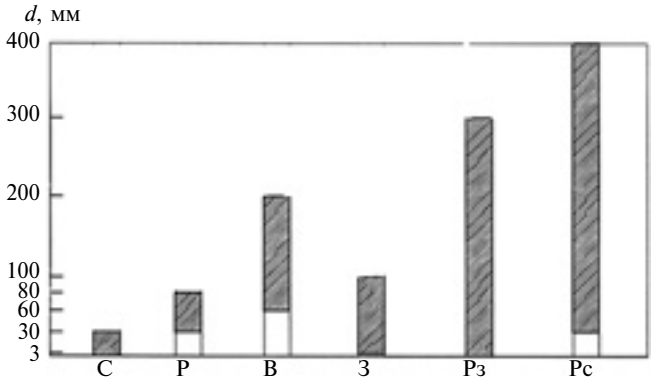


Рис. 9. Диаграмма применения методов обработки цилиндрического отверстия:
С — сверление; Р — рассверливание; В — высверливание; З — зенкерование; Рз — развертывание; Рс — растачивание

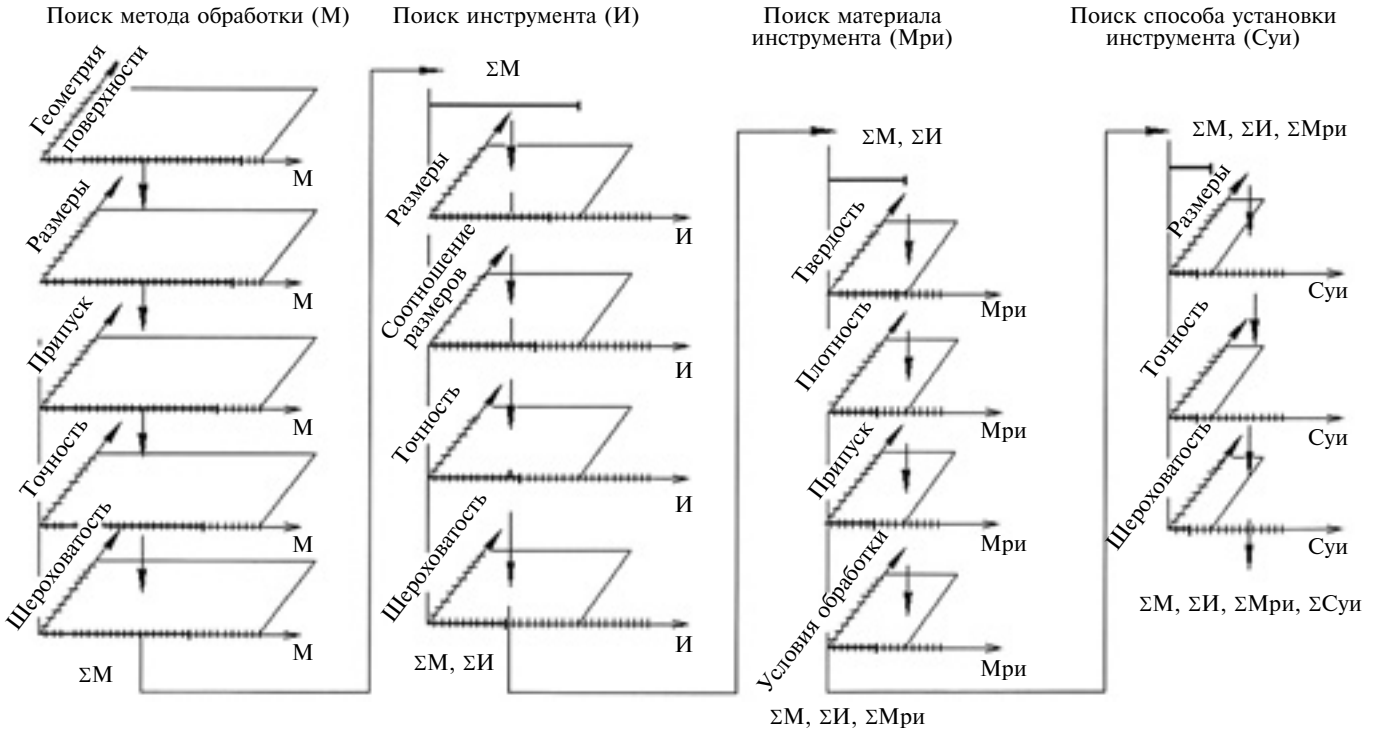


Рис. 10. Схема поиска элементов технологического перехода при изготовлении поверхности

заготовки, способа получения ТМП и технологических особенностей его изготовления.

В основу разработки ТП положены следующие принципы:

1. Деталь представляется чертежом в виде совокупности ТМП и ее графа ТМП. Последний упрощает анализ конструкции детали, так как содержит номенклатуру ТМП, их число, точность координирующих размеров, конструкторские базы, связи между ТМП. Поэтому легко оценить возможность достижения требуемой точности обработки, правильность простановки на рабочем чертеже координирующих размеров и др.

2. Все поверхности одного ТМП должны изготовляться на одной операции и желательно с одного установа. Это снижает накопление погрешностей относительного положения поверхностей ТМП, упрощает размерные связи ТП и делает их наглядными, что облегчает оценку влияния изменения последовательности обработки ТМП на погрешность обработки. Таким образом, ТП становится гибким.

3. ТП должен учитывать все особенности изготовляемой детали.

4. Операция должна проектироваться компоновкой из МТО и состоять из этапов: разработка маршрута операции; проектирование технологических операций.

Разработка маршрутного технологического процесса включает в себя:

выбор технологических баз;

разработку последовательности изготовления ТМП детали;

разработку последовательности обработки заготовки;

формирование операций.

Разработка последовательности изготовления ТМП осуществляется с одновременным выбором технологических баз.

Известны четыре комплекта баз, лишающие заготовку (деталь) шести степеней свободы:

1) установочная — направляющая — опорная;

2) установочная — двойная опорная — опорная;

3) двойная направляющая — опорная — опорная;

4) двойная направляющая — двойная опорная.

Каждый из комплектов баз может быть реализован одним из трех сочетаний: явные базы; явные и скрытые базы; скрытые базы.

На рис. 11 показаны примеры реализации комплекта баз "двойная направляющая и две опорных", которые образованы сочетанием явных баз и сочетанием явных и скрытых баз.

Введем понятие *модуль технологических баз* (МТБ), под которым понимается одно из трех сочетаний баз, реализующих соответствующий комплект баз.

Если при выборе МТБ в его состав входят поверхности, принадлежащие разным ТМП, то существенно усложняются размерные связи ТП. Поэтому в качестве МТБ рекомендуется выбирать только поверхности, принадлежащие одному ТМП.

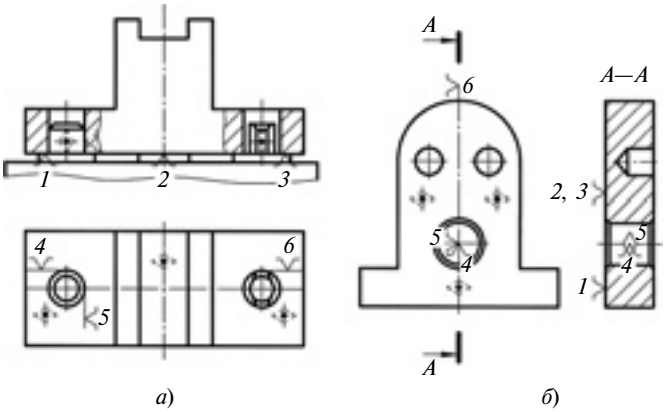


Рис. 11. Схема базирования заготовки комплектом баз У-ДО-О: *а* — по явным базам; *б* — по явным и скрытым базам

Если в качестве МТБ выбирается ТМП, представляющий собой сумму ФМП, то в качестве МТБ выбираем один из них.

Как известно, наивысшая точность относительного положения ТМП обеспечивается при совмещении конструкторских баз с технологическими базами, т. е. используется *принцип совмещения баз.* Если на этой основе строить ТП, то придется многократно менять МТБ, что существенно удлинит число операций в ТП и потребует большого числа приспособлений. Поэтому при выборе МТБ следует использовать *принцип единства баз*, т. е. от одного ТМП, выбранного в качестве МТБ, стремиться изготовлять все или большинство ТМП детали. Однако при этом надо помнить, что у ТМП, в котором МТБ не совпадает с его конструкторской базой, допуск на точность его положения уменьшается вдвое.

Выбор МТБ следует начинать с анализа конструкторских координирующих размерных связей ТМП детали и попытки реализации принципа единства баз для изготовления всех ТМП. С этой целью проводится поиск такого ТМП, относительно которого можно изготовить все или большинство ТМП. Граф ТМП, отражающий конструкторские координирующие размерные связи модулей поверхностей, помогает найти такой МТБ.

Последовательность поиска МТБ. Сначала составляется список из ТМП, претендующих на роль единых технологических баз. В него включают все ТМП, являющиеся конструкторскими базами. Вошедшие в этот список модули поверхностей ранжируются по убыванию чисел, заданных относительно них ТМП. Затем в качестве МТБ выбирается первый ТМП из этого ряда.

Далее оценивается возможность изготовления относительно него всех ТМП детали. Если среди них окажутся ТМП, которые нельзя изготовить (например, из-за отсутствия к ним доступа или невозможности обеспечить заданные требования по точности), то для них из ранее составленного списка ТМП кандидатов на МТБ по той же методике выбирают в качестве технологических баз следующий ТМП. Процедура повторяется до тех пор, пока не будут определены все МТБ, обеспечивающие изготовление всех ТМП детали.

Принимая во внимание очередность МТБ и изготовляемые от каждого из них ТМП устанавливают последовательность изготовления детали, которая должна учитывать также изготовление ТМП, выступающих в роли МТБ, в соответствии с их очередностью. Данная последовательность имеет вид:

$$\underbrace{1\text{ТМП} \to 3\text{ТМП} \to 5\text{ТМП}}_{1\text{МТБ}} \to \underbrace{2\text{ТМП} \to 4\text{ТМП}}_{2\text{МТБ}} \quad \text{и т. д.} \qquad (1)$$

Если число МТБ становится большим, то целесообразно рассмотреть вариант создания искусственного МТБ. Так, при изготовлении валов часто создают МТБ в виде центровочных отверстий и торца.

Определение последовательности обработки заготовки.

На этом этапе, ориентируясь на схему изготовления детали, решают следующие задачи:

определение ТМПз каждого ТМП детали и разработка или выбор их МТО;

улучшение обрабатываемости материала заготовки;

термообработка заготовки для обеспечения заданного качества материала детали;

устранение негативных последствий технологического воздействия на заготовку: снижение остаточных напряжений, их выравнивание, исправление технологических баз.

Определение ТМПз каждого ТМП детали осуществляется путем выбора МТБ на первой операции, в результате получаем распределение припуска по поверхностям детали.

В случае если исходная заготовка по своей форме и размерам значительно отличается от заготовки с окончательными припусками, после съема которых получается деталь, для получения ТМП детали требуется обработка нескольких ТМПз. Для определения их числа по каждому ТМП необходимо после выбора технологических баз на первой операции вписать в контур исходной заготовки контур детали. Разница между контурами является припуском, для съема которого определяется требуемое число ЗМП.

Результаты представляют в виде матрицы:

$$\begin{matrix} 1\text{ТМП} & 2\text{ТМП} & 3\text{ТМП} \\ 1\text{ТМПз}_1 & 2\text{ТМПз}_1 & 3\text{ТМПз}_1 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 1\text{ТМПз}_n & 2\text{ТМПз}_n & 3\text{ТМПз}_n \end{matrix} \quad \text{и т. д.,}$$

где ТМПз$_1$ — заготовительный модуль, после обработки которого получают ТМП детали.

Под каждый ТМПз или разрабатывается МТО, или выбирается из ЭБТО с учетом качества изготовляемого ТМП, материала заготовки и серийности производства. Например, в единичном производстве все поверхности ТМП изготовляют, как правило, последовательно, а в массовом производстве — по возможности параллельно. В результате получаем:

1ТМПз$_1$ 1ТМПз$_2$ ... 2ТМПз$_1$ 2ТМПз$_2$

1МТО$_1$ 1МТО$_2$ 2МТО$_1$ 2МТО$_2$ и т. д.

Улучшение обрабатываемости материала заготовки относится в первую очередь к труднообрабатываемым материалам и решается, главным образом, включением термообработки в начало ТП. Как правило, это отжиг или нормализация (если материал заготовки — сталь). В результате термообработки снижаются твердость материала и остаточные напряжения, улучшается обрабатываемость. В некоторых случаях заготовку в процессе ее обработки нагревают.

Обеспечение заданного качества материала детали методами термообработки. Для стальных деталей это обеспечивается закалкой. Полная закалка повышает твердость материала, улучшает физико-механические свойства детали. Однако при этом в детали возникают значительные остаточные напряжения, приводящие к существенным деформациям. Поэтому при полной закалке требуется включать в ТП операции, снижающие погрешности от деформации и уменьшающие остаточные напряжения.

Применение поверхностной закалки, например токами высокой частоты, повышает твердость поверхностного слоя, не воздействуя на сердцевину детали, что исключает вышеуказанные недостатки нагревания.

Снижение негативных последствий технологического воздействия включает в себя выравнивание или снижение остаточных напряжений, что достигается старением или механической обработкой, а также уменьшение погрешности обработки. Процесс старения ускоряет завершение происходящих в стали превращений. Естественное старение предусматривает прерывание ТП; искусственное старение включают в ТП в виде операции. Затем необходимо уменьшить возникшие погрешности.

Выравнивание остаточных напряжений достигается деформированием, т. е. создаются напряжения с противоположными знаками. Как правило, это относится к деталям с низкой жесткостью, например к валам большой длины относительно диаметра.

В результате технологического воздействия заготовка деформируется, в ранее обработанных поверхностях возникают погрешности. Поэтому требуется дополнительная обработка (на низких режимах) не только изготовленных ТМП, но и технологических баз.

Построение маршрута при достижении заданного качества с максимальной производительностью. Сначала решают задачу по заданной точности ТМП и их относительного положения, начиная с определения необходимости разделения на предварительную и окончательную обработки, если исходный припуск больше окончательно снимаемого припуска. Для этого надо определить величину снимаемого припуска, обеспечивающую заданную точность обработки для каждой поверхности ТМП.

Наименьший припуск определяем по формуле

$$Z_{\min} = H_{\text{нб}} + \text{Т} + \text{П} + \Phi + \text{У},$$

где $H_{\text{нб}}$ — расчетная высота микронеровностей, установленная для поверхности, получаемой на предыдущем переходе; Т — расчетная глубина дефектного поверхностного слоя, получаемой на предыдущем переходе; П — расчетная погрешность относительного расположения поверхности, получаемой на предыдущем переходе; Ф — расчетная погрешность формы поверхности, полученной на предыдущем переходе; У — расчетная погрешность установки детали на данном переходе [2].

По величине припуска и марке материала определяют режим обработки, обеспечивающий заданную точность поверхности ТМП.

Заданной точности обработки соответствует конкретный режим обработки, а следовательно, производительность, зависящая от качества обрабатывающей технологической системы (ТС), например, чем выше жесткость ТС, тем выше параметры режима обработки. Поэтому технолог, выбирая станок, закладывает производительность обработки ТМПз.

Зная припуск для каждой поверхности ТМП и исходный припуск, определяем число ТМПз для каждого ТМП. Допустим, например, имеется следующий состав ТМПз по каждому ТМП:

1ТМП	2ТМП	3ТМП	4ТМП	5ТМП
1ТМПз$_1$	2ТМПз$_1$	3ТМПз$_1$	4ТМПз$_1$	5ТМПз$_1$
	2ТМПз$_2$		4ТМПз$_2$	5ТМПз$_2$
	2ТМПз			и т. д.

Определим припуски на всех ТМП в результате выбора 0МТБ на первой операции и подготовим 1МТБ.

Принимая во внимание выражение (1), последовательность обработки заготовки будет иметь вид:

0МТБ	1МТБ	1МТБ	1МТБ	1МТБ	2МТБ	2МТБ	2МТБ	2МТБ
1МТБз$_1$	1ТМПз$_1$	ТМПз$_1$	5ТМПз$_2$	5ТМПз$_1$	2ТМПз$_2$	2ТМПз$_1$	4ТМПз$_2$	4ТМПз$_1$
1МТБ	**1ТМП**	**ТМПз**	5ТМПз$_1$	**5ТМП**	2ТМПз$_1$	**2ТМП**	4ТМПз$_1$	**4ТМП**,

где 0МТБ — комплект баз на первой операции; 1МТБз$_1$ — заготовительный модуль 1МТБ; выделенные МП получены окончательно.

Так как при обработке предварительных ТМПз требования по точности обработки невысокие, то принимаем высокие режимы обработки. В результате заготовка испытывает значительные силовые и тепловые воздействия, вследствие чего возникают значительные остаточные напряжения и деформации, теряется точность ранее изготовленных ТМП и подготовленных МТБ.

Если расчет показывает, что ожидаемые погрешности могут превысить допустимые значения, то необходимо изменить последовательность обработки: сначала осуществить предварительную обработку, исправить (в случае необходимости) МТБ, а затем обработать последние ТМПз для получения ТМП детали.

Если при изготовлении некоторых ТМП предварительная обработка не вызывает больших погрешностей, то их изготовление можно не переносить в конец маршрута.

Если в детали после ее изготовления сохранились остаточные напряжения, то со временем при эксплуатации и под воздействием окружающей среды произойдет их перераспределение и деталь может деформироваться, т. е. точность, достигнутая при ее изготовлении, утратится. Если расчеты показывают, что ожидаемая потеря точности каких-либо ТМП детали может выйти за пределы допустимого значения, то после обработки промежуточных ТМПз перед окончательной обработкой всех ТМПз следует включать операцию по снижению или выравниванию остаточных напряжений.

Если получение некоторых ТМП нельзя переносить в конец маршрута (например, из-за невозможности изготовления последующих ТМП), то необходимо включать их дополнительную обработку, предусмотреть для заготовки дополнительные ТМПз и внести коррективы в чертеж заготовки.

В том случае, если для получения требуемого качества поверхностного слоя или структуры всего материала предусмотрена термообработка, то ее место в последовательности обработки определяют в зависимости от решаемой задачи. При этом необходимо проверить, как она повлияет на достигнутую ранее точность. Если погрешность от нее слишком большая, то термообработку надо включить до получения ТМП детали или предусмотреть снижение погрешности введением дополнительной обработки. Это относится и к МТБ.

При изготовлении высокоточных деталей нередко приходится несколько раз исправлять МТБ.

С учетом вышеизложенного последовательность обработки заготовки имеет вид:

0МТБ	1МТБ	1МТБ	1МТБ	2МТБ	2МТБ	2МТБ	
1МТБз$_1$	1ТМПз$_2$	3ТМПз$_2$	5ТМПз$_2$	2ТМПз$_3$	2ТМПз$_2$	4ТМПз$_2$	Термообработка
1МТБ	1ТМПз$_1$	3ТМПз$_1$	5ТМПз$_1$	2ТМПз$_2$	2ТМПз$_1$	4ТМПз$_1$	
2МТБ	2МТБ	2МТБ	1'МТБ	1'МТБ	1'МТБ		
4ТМПз$_1$	2ТМПз$_1$	1МТБ	1ТМПз$_1$	3ТМПз$_1$	5ТМПз$_1$		
4ТПМ	**2ТМП**	1'МТБ	**1ТМП**	**3ТМП**	**5ТМП**	и т. д.	

Таким образом, дополнительно включены термообработка, 1ТМПз$_2$, 3ТМПз$_2$ и дополнительный модуль технологических баз 1'МТБ в результате исправления 1МТБ, что требует внесения коррективов в чертеж заготовки.

Формирование операций. После получения окончательной последовательности обработки заготовки следует разделить ее на операции.

На этом этапе решается задача по достижению максимальной производительности обработки при заданном качестве путем сведения числа операций к минимуму, что уменьшает число станков, приспособлений, переустановок и перемещений заготовки.

Формирование операций зависит от исходных условий: требуется проектирование ТП под имеющийся станочный парк или использование новых станков. Примем первое условие, как наиболее распространенное. Тогда необходимо знать технологические возможности станков. К сожалению, в паспортах станков информация об их технологических возможностях носит неопределенный характер, т. е. непонятно, какие поверхности или детали можно изготовлять и с какими характеристиками.

Проблема заключается в решении вопроса о том, что принять в качестве предмета производства: если принять поверхность или деталь, то они отличаются неограниченным разнообразием. Это и является причиной того, что до сих пор не сформулированы технологические возможности станков на требуемом уровне. Поэтому возникают трудности в выборе станков [5, 6].

Предлагается в качестве предмета производства принимать модуль поверхностей, тогда технологические возможности станка приобретают определенность.

Зная реализуемые на станке методы обработки, применяемый обрабатывающий инструмент, кинематику станка и его технические характеристики, можно определить, какие ФМП с их размерными и качественными характеристиками можно изготовить.

Используя данную информацию, переходим к разделению последовательности обработки заготовки на операции. Первым признаком является

число МТБ. Поэтому сначала записываем операции в соответствии с числом МТБ и их последовательность. Операция включает МТБ, обрабатываемые относительно его ТМПз и изготовляемые ТМП или их промежуточные ТМПз.

Как правило, дополнительно в отдельные операции выделяется обработка по подготовке и исправлению МТБ.

Зная последовательность обработки заготовки ТМПз, обрабатываемых от каждого МТБ, формируется первый вариант маршрута:

Операция 1	Операция 2	Операция 3	Операция 4	Операция 5	Операция 6
0МТБ	1МТБ	2МТБ		2МТБ	1'МТБ
1МТБз$_1$	1ТМПз$_2$	2ТМПз$_3$	Термообработка	4ТМПз$_1$	1ТМПз$_1$
1МТБ	3ТМПз$_2$	2ТМПз$_2$		2ТМПз$_1$	3ТМПз$_1$
	5ТМПз$_2$	4ТМПз$_2$		1МТБ	5ТМПз$_1$
	1ТМПз$_1$	2ТМПз$_1$		4ТМП	1ТМП
	3ТМПз$_1$	4ТМПз$_1$		2ТМП	3ТМП
	5ТМПз$_1$			1'МТБ	5ТМП

и т. д.

Здесь в рамках указаны результаты обработки на операциях.

Полученные операции анализируют на возможность обработки включенных в операцию ТМПз по двум критериям: наличие станка, способного их обработать; целесообразность их обработки на одном станке.

Если один из ТМПз предназначен для получения ТМП высокой точности, то его обработку надо выносить в отдельную операцию. Затем уточняется маршрут обработки заготовки, разработка маршрута ТП закончена.

Данное определение маршрута отличается от традиционного тем, что при наличии ЭБТО на модульном уровне известны временны́е затраты на изготовление ТМП на операциях, что позволяет оценить маршрут ТП по затратам времени с высокой точностью.

Проектирование технологической операции. В отличие от традиционного проектирования операция проектируется компоновкой из МТО обработки ТМПз. Исходные данные: заготовка с ее характеристиками, МТБ, обрабатываемые ТМПз, получаемые в результате их обработки промежуточные ТМПз или ТМП, тип станка, наличие базы данных, включающей МТО и модули средств их технологического оснащения (МО, МИ, МПр, МКМ и МУП — модули управляющих программ).

Остановимся на МУП подробнее. Для станков с ЧПУ разрабатывают типовые циклы управляющих программ под изготовление так называемых конструкторско-технологических элементов (КТЭ), которыми являются конструктивные элементы с типовой технологией изготовления.

Главный недостаток КТЭ — он определяется технологией изготовления и технологом, разрабатывающим управляющие программы, поэтому при изменении технологии должен изменяться и КТЭ, что препятствует разработке унифицированных КТЭ.

Выбор ТМП в качестве КТЭ исключает этот недостаток.

При проектировании операции решается задача достижения максимальной производительности при заданной точности обработки, что обеспечивается выбором соответствующего МТО (если базы данных нет, то МТО разрабатывается).

Максимальная производительность достигается совмещением во времени обработки ТМПз и совмещением во времени обработки поверхностей ФМПз. Их реализацию ограничивают объем выпускаемой партии и ее повторяемость, а также возможности станка.

При небольших партиях и отсутствии повторяемости, как правило, используют универсальные станки, не предусматривающие вышеуказанное совмещение, а изготовление специальной инструментальной наладки невыгодно.

Если не удается параллельная обработка ТМПз, определяется их последовательность с учетом наименьшего числа переустановок инструмента и заготовки и перенастроек ТС. В итоге получаем последовательность всех МТО на операции.

При крупносерийном и массовом производстве целесообразно раскрыть все МТО и определить последовательность всех технологических и вспомогательных переходов с обеспечением наименьших временны́х затрат.

Получив последовательности обработки МТО, оформляют маршрутную карту операции и на ее основе разрабатывают операционную карту, куда дополнительно включают вспомогательные переходы, связанные с установкой и снятием заготовки, и элементы штучно-калькуляционного времени.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Базров Б. М.** Модульная технология в машиностроении. М.: Машиностроение, 2001. 368 с.
2. **Базров Б. М.** Основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 2005. 736 с.
3. **Базров Б. М., Арзыбаев А. М.** Выбор технологических решений при изготовлении деталей // Вестник машиностроения. 2010. № 9. С. 54—56.
4. **Арзыбаев А. М., Насиров Э. З.** Выбор совокупности элементов технологического перехода при разработке операционной технологии изготовления деталей // Инженерный журнал. Справочник. 2013. № 4. С. 27—30.
5. **Базров Б. М., Демин А. Б.** Определение технологических возможностей станка // Вестник машиностроения. 2007. № 3. С. 41—57.
6. **Базров Б. М., Сахаров А. В., Насиров Э. З.** Технологическая классификация станков по их назначению // Вестник машиностроения. 2011. № 8. С. 47—50.

УДК 669.295

А. И. ХОРЕВ, д-р техн. наук (ФГУП "ВИАМ"), e-mail: anatoliy.xorev@yandex.ru

Разработка листового титанового высокотемпературного сплава ВТ38, применяемого при температурах до 700 °С

Исследованы свойства титанового сплава ВТ38 высокотемпературного применения, рассмотрено его использование в сварных конструкциях и производстве различных полуфабрикатов.

Ключевые слова: титановый высокотемпературный сплав, механические свойства, свариваемость.

The properties of "ВТ38" titanium heat-resistant alloy are investigated, its application in welded structures and production of various half-finished products is considered.

Keywords: titanium heat-resistant alloy, mechanical properties, weldability.

Для легирования жаропрочных титановых сплавов характерно упрочнение твердого раствора легирующими элементами на пределе их растворимости в твердой α-фазе, которое достигается в результате усиления межатомных связей в кристаллической решетке, а также блокирования плоскостей скольжения при введении микролегирующих добавок или при образовании мелкодисперсных выделений из твердой фазы. Исследовали сплавы с системами легирования: Ti—Al—Zr—Mo—Sn—Si—W; Ti—Al—Zr—Mo—Sn—Si—Nb; Ti—Al—Zr—Mo—Sn—Si—РЗМ [1—14] (РЗМ — редкоземельные металлы).

Изучали повышение жаропрочности опытного листового титанового сплава ВТ38 относительно сплава ВТ18У, дополнительно легированного разными химическими элементами. В табл. 1 приведены составы серийного сплава ВТ18У и шести его модификаций, легированных разными элементами [3—14]. Были разработаны состав шихты и термомеханические параметры для изготовления тонких листов из этих сплавов. Температура полиморфного превращения ($T_{п.п}$) для первых пяти сплавов $T_{п.п}$ = 1010 °С, для шестого сплава — $T_{п.п}$ = 1060 °С.

Термическую обработку (ТО) сплавов проводили по режиму: вакуумный отжиг при температуре 950 °С в течение 1 ч, после чего изготовляли образцы для испытаний. Предел прочности $\sigma_в$ и относительное сужение δ сплавов при растяжении определяли при нормальной (20 °С) и повышенной (600 °С) температурах, также проводили испытания сплавов в отожженном состоянии на длительную (100 ч) прочность ($\sigma_{в/100}$) и ползучесть ($\sigma_{0,2/100}$) при температуре 600 °С (табл. 2).

Полученные результаты показали, что дополнительное введение Sn и Zr в сплав ВТ18У повышает его кратковременную (2 ч) прочность при 20 и 600 °С, длительная прочность и ползучесть при этом несколько снижаются. Введение в сплав 1,5 % W повышает прочность сплава при нормальной температуре, прочность при высоких температурах не повышается. При введении в сплав ВТ18У редкоземельного металла гадолиния (Gd) в количестве 0,2 % (сплав ВТ38) значительно повышается его ползучесть по сравнению с другими пятью сплавами [3—14]. Сплав ВТ18У с удвоенным содержанием Nb обладает повышенными длительной прочностью и, особенно, ползучестью, однако по пределу ползучести значительно уступает сплаву ВТ38. Введение в сплав 2 % Ta не привело к повышению высокотемпературных характеристик сплава. Одновременное введение в сплав ВТ18У таких элементов, как Sn, Zr, Nb, W и Gd (сплав ВТ38-1), значительно повышает его длительную прочность, но при этом пластичность находится на низком уровне. Для сплава ВТ38-1 $T_{п.п}$ = 1060 °С, что на 50 °С выше $T_{п.п}$ сплава ВТ38. Разработанный девятикомпо-

Таблица 1

Химический состав, %, листового титанового сплава ВТ18У и его модификаций

Сплав	Al	Sn	Zr	Mo	Si	Nb	Ti
ВТ18У серийный	6,5	2,5	4	0,5	0,25	1	Остальное
1. ВТ18У + удвоенное содержание Sn и Zr	6,5	5,0	8	0,5	0,25	1	
2. ВТ18У + 1,5 % W	6,5	2,5	4	0,5	0,25	1	
3. ВТ18У + 0,2 % Gd	6,5	2,5	4	0,5	0,25	1	
4. ВТ18У + 2 % Nb	6,5	2,5	4	0,5	0,25	3	
5. ВТ18У + 2 % Ta	6,5	2,5	4	0,5	0,25	1	
6. ВТ18У + удвоенное содержание Sn, Zr, Mo и Nb + 1,5 % W + + 0,2 % Gd	6,5	5,0	8	1,0	0,25	2	

Таблица 2

Механические свойства сплава ВТ18У и его модификаций

Сплав	$\sigma_в$, МПа	δ, %	$\sigma_{в/100}$, МПа	$\sigma_{0,2/100}$, МПа
ВТ18У серийный	960/630	10/23	200	50
1. ВТ18У + удвоенное содержание Sn и Zr	1070/720	8/12	250	40
2. ВТ18У + 1,5 % W	1010/650	5/20	240	40
3. ВТ18У + 0,2 % Gd	900/620	10/23	240	80
4. ВТ18У + 2 % Nb	950/570	3/24	240	70
5. ВТ18У + 2 % Ta	950/570	7/24	230	50
6. ВТ18У + удвоенное содержание Sn, Zr, Mo и Nb + 1,5 % W + + 0,2 % Gd	880/800	2/3	250	40

Примечание. В числителе приведены данные для сплавов при температуре испытаний 20 °С, в знаменателе — для сплавов после вакуумного отжига при 950 °С в течение 1 ч при температуре испытаний 600 °С.

нентный псевдо-α-сплав ВТ38-1 имеет следующий состав, %: Ti — 6,5 Al — 5 Sn — 8 Zr — 1 Mo — 0,25 Si — 2 Nb — 1,5 W — 0,2 Ga. Сплав представляет интерес для дальнейших исследований и может быть эффективно применен как в виде листов, так и в виде поковок и штамповок для изготовления лопаток и дисков авиационных двигателей.

Из сплава ВТ38 изготовляли листы толщиной 1,5 мм, которые после вакуумного отжига при температуре 950 °С в течение 1 ч сваривали аргонодуговой сваркой без присадки. Исследовали свойства основного металла и сварных соединений. Сплав ВТ38 по сравнению с другими отечественными сплавами имеет более высокие механические свойства. Например, при температуре 20 °С модуль упругости основного металла E = 116 000÷120 000 МПа, напряжение $\sigma_{пц}$ = 850÷870 МПа. Пределы длительной (100 ч) прочности ($\sigma_в$) и ползучести ($\sigma_{0,2}$) при разных температурах приведены в табл. 3. Следует отметить, что прочность сварного соединения сплава ВТ38 $\sigma_{в\ св.с} = 0{,}95\sigma_{в\ ос.м}$ (где $\sigma_{в\ ос.м}$ — прочность основного металла). При температурах 500, 600 и 650 °С предел прочности соответственно $\sigma_{в\ св.с}$ = 940÷1040, 680÷740 и 580÷660 МПа. Малоцикловые усталости (МЦУ) основного металла и сварного соединения при напряжении σ_{max} = = 450 МПа и коэффициенте концентрации K_t = 2,6 равны, т. е. $МЦУ_{ос.м} = МЦУ_{св.с}$ = 128 500÷201 100 циклам. Это говорит о высокой эксплуатационной надежности сплава ВТ38 в условиях циклических нагружений. Исследовали ударную вязкость (KC) зоны термического влияния (ЗТВ) и металла сварного шва (св. ш). Для образцов с U-образным надрезом получили $KCU_{ЗТВ}$ = 0,44÷0,6 МДж/м^2 и $KCU_{св.ш}$ = = 0,47÷0,6 МДж/м^2; для образцов с V-образным надрезом получили $KCV_{ЗТВ}$ = 0,21÷0,25 МДж/м^2 и $KCV_{св.ш}$ = 0,19÷0,25 МДж/м^2. Эти данные показывают, что сплав обладает высокой вязкостью разрушения и может успешно работать в условиях ударных нагрузок. Листы из сплава ВТ38 имеют высокие значения трещиностойкости: $K_c^у$ = = 114÷120 МПа · $\sqrt{м}$. Скорость $2l/dN$ развития усталостной трещины составила: 0,32÷0,57 мм/кц при ΔK = 80 МПа · $\sqrt{м}$; 61÷0,81 мм/кц при ΔK = 90 МПа · $\sqrt{м}$; 0,86÷1,19 мм/кц при ΔK = = 100 МПа · $\sqrt{м}$; 1,7÷2,83 мм/кц при ΔK = = 125 МПа · $\sqrt{м}$ (здесь l — длина трещины; N — число циклов разрушения; кц — 1000 циклов).

Таблица 3

Механические свойства сплава ВТ38 при разных температурах, МПа

Температура, °С	$\sigma_в$	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_{в/100}$	$\sigma_{0,2/100}$
20	990÷1010	950÷970	—	—
500	730÷750	59÷63	600÷610	290÷300
600	640÷650	54÷56	240÷250	60÷70
650	540÷570	45÷47	160÷170	40÷55

Таблица 4

Пределы прочности и ползучести сплавов при температурах 500 и 600 °С, МПа

Сплав	$\sigma^{500}_{в/100}$	$\sigma^{600}_{в/100}$	$\sigma^{500}_{0,2/100}$	$\sigma^{600}_{0,2/100}$
ВТ38	600	240	290	60
ВТ18У	580	190	270	40
ВТ20	480	95	160	10

На основании созданной автором теории легирования титановых сплавов и предложенного многофакторного механизма упрочнения (упрочнения твердорастворное, дисперсионное и интерметаллидное + упрочнение химическими соединениями) разработаны конструкционные листовые титановые сплавы ВТ18У и ВТ38 высокотемпературного применения.

В сплаве ВТ38 достигнуто предельное легирование α-твердого раствора и регламентированное распределение интерметаллидных фаз (α_2) и химических соединений (силицидов и др.) путем микролегирования с целью модификации сплава 0,05÷0,2 % Gd [3—14].

Применение новых термомеханических режимов изготовления полуфабрикатов и ВТМО позволяет предельно сократить высокотемпературный нагрев, что обеспечивает более дисперсное распределение интерметаллидов, химических соединений и твердорастворных α-фаз.

Разработаны новые процессы изготовления тонких листов толщиной 0,8÷1,2 мм из сплавов ВТ18У и ВТ38 высокотемпературного применения и преобразования структуры, способствующие повышению их жаропрочности. Тонкие листы из сплава ВТ38 имеют следующие характеристики жаропрочности: $\sigma_{в/100}$ = 240 МПа и $\sigma_{0,2/100}$ = 60 МПа, что при температуре 600 °С в 3÷6 раз превышает характеристики наиболее жаропрочного отечественного листового сплава ВТ20 (табл. 4). Такое же преимущество сплав ВТ38 имеет и по сравнению с зарубежным сплавом (США) аналогичного назначения, механические свойства которого практически одинаковы со свойствами сплава ВТ20 при температуре 600 °С. При температуре 20 °С сплав ВТ38 имеет следующие механические свойства: $\sigma_в$ = 970 МПа; δ_5 = 8 %; МЦУ = 350 МПа при $N = 2 \cdot 10^5$ циклов и K_t = 2,6 (рисунок).

Механические свойства сплава ВТ38 при температурах 500 и 600 °С на 40÷50 % выше механических свойств листовых зарубежных сплавов, при этом листы из отечественного сплава имеют толщину 0,8 мм вместо 3 мм у листов из зарубежного

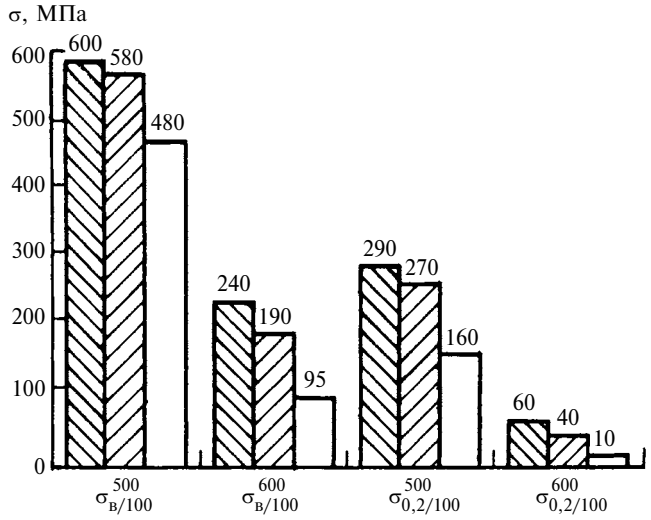


Диаграмма механических свойств листовых титановых сплавов ВТ38 (▧), ВТ18У (▨) и ВТ20 (□)

сплава, что позволяет повысить весовую эффективность конструкций. Сплав ВТ38 целесообразно применять при температуре до 600 °С в конструкциях авиационной техники с длительным ресурсом (носовые обтекатели, обшивка двигателей) и до 700 °С в конструкциях ракетной и космической техники с кратковременным ресурсом (рули управления, обшивка носовой части). Перспективно применение сплава ВТ38 при создании композиционных материалов и конструкций. Перспективы и направления повышения механических характеристик рассматриваются в работах [15, 16].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Солонина О. П., Глазунов С. Г.** Жаропрочные титановые сплавы. М.: Металлургия, 1976. 447 с.
2. **Ильенко В. М., Шалин Р. Е.** Титановые сплавы для авиационных газотурбинных двигателей // Титан (ВИЛС). 1995. № 1. С. 25.
3. **Хорев А. И.** Комплексное легирование и термомеханическая обработка титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1979. 228 с.
4. **Хорев А. И.** Современные методы повышения конструкционной прочности титановых сплавов. М.: Воениздат, 1979. 256 с.
5. **Хорев А. И.** Опыт применения титановых сплавов в народном хозяйстве. М.: ЦНИИТЭМС, 1977. 37 с.
6. **Металловедение** титана и его сплавов / С. П. Белов, А. И. Хорев, М. А. Хорев и др. М.: Металлургия, 1992. 352 с.
7. **Хорев А. И., Хорев М. А.** Титановые сплавы: применение и перспективы развития // Титан. 2005. № 1. С. 40—53.
8. **Хорев А. И.** Теория и практика создания современных конструкционных титановых сплавов // Титан. 2007. № 2. С. 26—38.
9. **Хорев А. И., Хорев М. А.** Титановые сплавы, их применение и перспективы развития // Материаловедение. 2005. № 7. С. 25—34.
10. **Хорев А. И.** Создание теории комплексного легирования и микролегирования и разработка титановых сплавов // Материаловедение. 2009. № 6. С. 30—40.
11. **Хорев А. И.** Повышение конструкционной прочности термически и термомеханически упрочняемых титановых сплавов // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 26—34.
12. **Хорев А. И.** Теория и практика создания современных конструкционных титановых сплавов // Титан. 2007. № 2 (21). С. 26—38.
13. **Хорев А. И.** Фундаментальные исследования легирования титановых сплавов редкоземельными металлами // Вестник машиностроения. 2011. № 11. С. 54—61.
14. **Хорев А. И.** Фундаментальные и прикладные работы по термической и термомеханической обработке титановых сплавов // Вестник машиностроения. 2011. № 11. С. 66—71.
15. **Каблов Е. Н.** Материалы для изделия "Буран" — инновационные решения формирования шестого технического уклада // Авиационные материалы и технологии. Специальный выпуск. 2013. С. 3—10.
16. **Перспективные** армирующие высокотемпературные волокна для металлических и керамических композиционных материалов / Е. Н. Каблов, Б. В. Щетанов, Ю. А. Ивахненко, Ю. А. Балинова // НТЖ ВИАМ. 2013. № 2. С. 41—45.

УДК 539.61

А. В. ВАНЧИКОВ, В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук, А. В. ДАНЕЕВ, д-р техн. наук, Р. А. ДАНЕЕВ
(ИрГУПС, г. Иркутск), e-mail: vanchikov.viktor@vandex.ru

Исследование процесса облитерации капилляров в гидросистемах и теория вихревого движения

Рассматривается адгезия частиц потока жидкости к стенкам капилляров с позиции теории вихревого движения.

Ключевые слова: теория вихревого движения, граничный слой, облитерация, адгезия, перколяция.

The adhesion of particles of liquid flow to the capillary walls from the position of vortex-flow theory is considered.

Keywords: vortex-flow theory, boundary layer, silting, adhesion, percolation.

Области современных приложений теории вихрей широки и многообразны, поскольку все реальные течения являются вихревыми [1, 2]. Вихревое движение вязкой несжимаемой жидкости (ВНЖ) относится к наиболее сложному разделу гидромеханики и давно привлекает внимание исследователей. Многочисленные попытки отыскать общие закономерности всего многообразия вихревых потоков не дали больших результатов, и прежде всего

не удалось создать концептуальную теорию турбулентности [3].

Реальным вихревым движениям свойственны разного рода сингулярности, характеризуемые такими скоростями деформации, при которых во многих случаях необходимо усложнять используемую континуальную модель. Так, неоднозначные решения характерны для смен режимов течений, при которых может иметь место каскад вихрей. Эту сложную картину движения принято называть развитой турбулентностью. При каждом таком переходе необходимо учитывать даже самые незначительные эффекты. Большое значение имеют экспериментальные условия исследования вихревых движений.

На первом (классическом) этапе теория вихревых движений жидкости развивалась одновременно с гидро- и электродинамикой и мало соотносилась с вихревой теорией строения вещества и мирового эфира [1]. Дело в том, что "механический эфир" обладает очень большой упругостью при ничтожно малой плотности. При переходе к теории "электромагнитного эфира" неясным оставалось его поведение по отношению к физическим телам, особенно при их движении. Было проведено много опытов, и только в трех из них отмечена противоречивость гипотезы эфира. Так, например, при объяснении причины аберрации (кажущегося движения) звезд предположили, что эфир совершенно не участвует в движении Земли и ее атмосферы. Исследования влияния равномерного движения воды на распространение света в ней показали, что эфир увлекается потоком воды лишь частично, но это противоречит объяснению аберрации. Опыты А. Майкельсона, проведенные на интерферометре, показали, что Земля полностью увлекает эфир. Исходя из противоречивых объяснений эфира, представления о его природе сформулировали уже на основании вещественно-энергетического подхода [4]. При этом согласно Р. Фейнману закон сохранения энергии утверждает, что существует определенная величина, называемая энергией, которая не изменяется ни при каких обстоятельствах.

Вернемся к рассмотрению вихревого движения на примере перехода ламинарного течения ВНЖ в ламинарное движение потока, характеризуемое прилипанием его частиц к стенкам капилляров. В работе [2] показано, что в реальной жидкости, текущей в капиллярах, распределены упорядоченные элементарные вихри. Мерой интенсивности движения элементарных вихревых микротрубок служит циркуляция скорости. Согласно теореме Н. Е. Жуковского скорость определяется уравнением $u = 1/2\pi(\Gamma/a)$ или $\Gamma/(au) = 2\pi$, где Γ — циркуляция; a — радиус микротрубки.

Поскольку обтекание пластины является циркуляционным, то при малых углах атаки ($\alpha < 12°$) коэффициент подъемной силы для пластины $c_y = 27\pi\sin\alpha$ или $c_y/\sin\alpha = 2\pi$ [2], для крыла в виде плоской пластины бесконечного размаха $c_y = 2\pi\alpha$ или $c_y/\alpha = 2\pi$ [5]. В соответствии с универсальной формулой для гидродинамической силы [2] величину c_y можно тождественно приравнять коэффициенту c_x сопротивления молекулы жидкости на молекулярно-шероховатой поверхности граничного слоя, находящегося в неподвижном состоянии под действием сил адгезии твердого тела. С учетом этого универсальная формула преобразуется в выражение, позволяющее определить силу гидродинамического воздействия потока жидкости:

$$F_л = c_x P_д S > F_а,$$

где $F_л$ — лобовая сила, отрывающая молекулу от поверхности граничного слоя; $P_д$ — динамическое давление; S — "миделево" сечение молекулы; $F_а$ — сила адгезии.

Обратим внимание, что в формуле Н. Е. Жуковского механические величины, описывающие вихревое движение частиц жидкости, связаны с параметром 2π. Кроме того, если движение больших вихрей можно наблюдать визуально, то движение элементарных вихревых микротрубок визуально не наблюдается [2], и предположение, что оно безвихревое, означает равномерное распределение скоростей по толщине потока. Последнее в реальных условиях невозможно ввиду прилипания вязких жидкостей к стенкам капилляров.

Очевидно, что существуют слои жидкости, на которые действуют силы адгезии со стороны твердого тела, и граница скольжения, по которой с вращением движутся частицы потока жидкости. Согласно теореме Коши—Гельмгольца частица жидкости, состоящая из множества молекул, совершает поступательное движение вместе с некоторым полюсом и вращательное движение с угловой скоростью вокруг мгновенной оси, проходящей через этот полюс, а также она деформируется при движении. Таким образом, к поступательному и вращательному движениям, характерным для твердого тела, добавляется деформация частицы жидкости при движении.

Если представить, что единственным источником движения жидкости является вихревой слой, то с одной стороны от него вращательное движение направлено по течению, с другой — навстречу течению. В данном случае непосредственно на неподвижной поверхности граничного слоя в момент контакта имеется точка, в которой скорость вращения точечного вихря принимает нулевое значение, т. е. имеются ограничения, накладываемые голономной связью, — нулевая скорость в точке касания вихря, катящегося без скольжения по неподвижной плоскости. Представим это так, как схематично показано на рис. 1. Ключевую роль в экстремальном граничном слое играет существен-

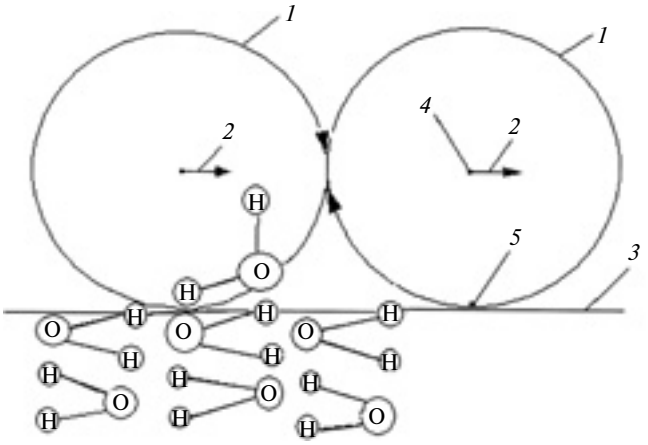


Рис. 1. Схема вихревой трактовки адгезии молекул потока к молекулам неподвижного граничного слоя жидкости:
1 — контур циркуляции скорости точечного вихря; *2* — переносное движение точечного вихря; *3* — линия скольжения (на неподвижной поверхности граничного слоя жидкости); *4* — простой полюс; *5* — существенно особая точка

но особая точка [6]. Новые подходы, развиваемые А. Н. Панченковым, позволяют решить теоретические и технологические задачи, позволяющие понять значение межфазных границ в формировании свойств объектов нанотехнологии (например, тонких пленок расплавов на подложках).

По иному взглянуть на молекулярные связи в неорганических веществах позволила и биология. Исследователи не предполагали, что проявление ван-дер-ваальсовых сил станет важным технологическим фактором, влияющим на их свойства. Именно молекулярные связи обусловливают устойчивость живых организмов в природе и новые структуры образуются путем самоорганизации и самосборки, которую сегодня называют наносборкой; точнее сказать, установить грань между неорганической и живой природой весьма трудно. Строение и функционирование сложных биологических систем невозможно понять, не рассматривая информационные процессы. Поэтому общая картина мира складывалась постепенно — сначала в рамках кибернетики и биологии, а затем информатики. Информационная картина мира не противопоставляется вещественно-энергетической картине мира, но дополняет и развивает ее. Последнее, на взгляд авторов, справедливо для энтропийного подхода А. Н. Панченкова, объясняющего не только взаимосвязь микро- и макромира с мегамиром (галактиками), но и взаимоотношения сознания и физического мира. Все это отражают уравнения А. Н. Панченкова, который связывает поведение элементарных вихрей вблизи существенно особой точки (понятие А. Н. Панченкова) с проявлениями инерции. В точке соприкосновения вихрей скорости направлены в противоположные стороны. В силу существования молекулярного притяжения это приводит к уменьшению энергии вращения. Образование устойчивой структуры, препятствующей смыванию молекул с поверхности неподвижного граничного слоя потоком жидкости, обусловлено тем, что в молекулярных связях положительный электрон атома водорода в электронной паре сильно смещен к отрицательному атому кислорода. Усиление отрицательного заряда атома кислорода почти лишает водород электрона. Не имея экранирующей электронной оболочки, он не отталкивается, а притягивается атомом кислорода, принадлежащим уже другой молекуле воды и не связанной с ним непосредственно ковалентной связью. Так как каждая молекула воды может участвовать в образовании двух межмолекулярных связей, то атом кислорода оказывается связанным с четырьмя атомами водорода (рис. 2). При этом ассоциированные молекулы воды при совместном воздействии гидродинамического давления потока и адгезии поверхности твердого тела образуют пространственную структуру в виде полимерных агрегатов, т. е. в капиллярных трубках образуется неподвижный граничный слой, противостоящий смывающему усилию потока жидкости.

Кроме того, молекулы поверхностного слоя жидкости испытывают разное воздействие со стороны внутренних слоев жидкости и со стороны стенок капилляров. Рассмотрим это обстоятельство на примере образования тонкой пленки окиси на поверхности капилляра из коррозионно-стойкой стали. Прочность пленки основана на кристаллохимическом соответствии структур металла и пленки. Пленка состоит из кристаллов окиси железа, имеющих кубическую структуру (γ-Fe_2O_3), на которых формируется граничный слой жидкости с физическими свойствами, определяемыми геометрией кристаллических решеток с кубической структурой идеального кристалла.

Так, например, Я. И. Френкель [7] показал, что напряжение, необходимое для сдвига одной части кристалла с идеальной структурой относительно другой (прочность на сдвиг) определяется уравне-

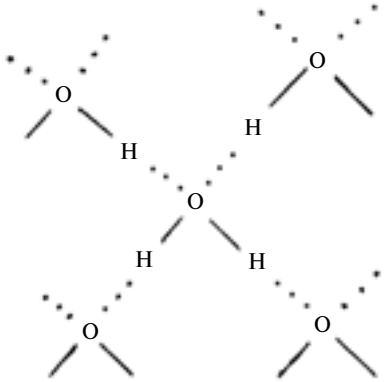


Рис. 2. Схема связей:
линии — ковалентная связь; точки — межмолекулярная связь

нием $\sigma_c \approx G/2\pi$ или $G/\sigma_c \approx 2\pi$, где G — модуль сдвига кристалла. Чтобы оторвать атомы друг от друга, необходимо преодолеть максимальную силу их взаимного притяжения. Я. И. Френкель противопоставил механике сплошной среды физико-материаловедческие основы реальной дискретной среды. Он показал, что физические свойства кристаллов определяются геометрией их кристаллических решеток, т. е. необходимо преодолеть упругое сопротивление, которое при деформации изменяется с периодом, равным расстоянию между узлами решетки кристалла. Формула Я. И. Френкеля лишь приближенно отражает действительность, но, основанная на классических представлениях, легко обобщается для объемных решеток в теории перколяции [8] при критическом объеме $\approx 0{,}16(1/2\pi)$.

В дополнение к этому анализ особого вида ламинарного течения жидкости [7] показал, что мезоскопические расстояния между микрочастицами твердого тела, обусловленные дискретным строением его атомно-молекулярной структуры, при действии контактных сил определяются постоянной величиной, равной $\approx 6{,}3$. Следует отметить, что величина $1/6{,}3 \approx 0{,}16$ подтверждается результатами опытов и теоретических положений, приведенных не только в гидромеханике, но и в теории перколяции. Если с этих позиций рассматривать структуру капилляра из стекла, то в ней всегда имеются микрокристаллические образования [7]. Поэтому за счет химических связей между атомами на поверхности твердого тела создается периодическое электростатическое поле, которое ослабевает при их взаимодействии с кислородом воздуха, а следовательно, ослабевает и эффект хемосорбции. Таким образом, влияние поверхности твердого тела на прилегающие слои ВНЖ является важным фактором.

В противоположность этому в классической (ньютоновской) гидромеханике предполагалось, что такое влияние ограничивается лишь прилегающим к поверхности твердого тела мономолекулярным слоем жидкости. Однако исследования И. Хенникера, И. Китченера, Б. В. Дерягина и других показали, что силы адгезии поверхности твердого тела могут действовать на прилегающие слои жидкости на расстоянии, значительно превышающем радиус действия межмолекулярных сил, т. е. при образовании толстых граничных слоев, структура которых отличается от структуры объемной фазы [8]. Было установлено, что свойства жидкости могут изменяться на расстоянии 10^{-6} и даже 10^{-5} см от поверхности твердого тела. При этом адгезионное взаимодействие частиц потока ВНЖ и стенки капилляра сопровождается возникновением на границе раздела фаз различных физических эффектов, таких, например, как латентный период ориентации молекул граничного слоя жидкости по направлению течения, облитерация капилляров, фильтрационный эффект в пористых средах, уменьшение гидравлического сопротивления трубок за счет упругих колебаний стенок [7].

Тождественность частиц жидкости в потоке и частиц жидкости в неподвижном граничном слое, а также микроскопичность их размеров не позволяют прямо измерить утолщение граничного слоя ВНЖ на стенках капилляров. Эта задача была решена в работе [9] косвенно — измерением времени наполнения сосуда фиксированной емкости с помощью секундомера. Опыты, проведенные с использованием модифицированного сталагмометра [10], позволили установить функциональную зависимость между временем наполнения фиксированной емкости (капли), выбранной в качестве мерного сосуда постоянной и малой вместимости, и микроскопическим увеличением толщины граничного слоя жидкости. Для лучшего понимания облитерации капиллярных каналов машиностроительных гидросистем, приводящей к постепенному закрытию их просвета, было введено понятие неподвижного граничного слоя ВНЖ [7, 9].

Перспективный анализ тенденций развития машиностроения [11] показал, что создание новых машин и технологий тесно связано с механикой деформируемой сплошной среды, в частности с облитерацией капилляров. Знание закономерностей возникновения облитерации может послужить основой не только разработки новых высоких технологий, но и проектирования новых конструкций, например, наномашин, предназначенных для исследования кровеносных сосудов или внутреннего ремонта трубопроводов авиационных двигателей и атомных электростанций. При движении таких микрообъектов в граничном слое жидкости действуют иные соотношения между силами и моментами по сравнению с их движением в толще жидкости. При этом учет сил адгезии между твердой поверхностью и жидкостью, значительно превосходящих гравитационные силы, имеет существенное значение. Например, при массе геккона 70 гр сила притяжения его лап к поверхности стекла составляет около 130 кг [12]. Это показывает, что в граничных слоях жидкости возникает качественно новое перемещение микрообъектов. В настоящее время закономерности движения микромеханических систем тщательно изучает микромеханика, которая, по существу, стала одним из новых научно-технических направлений [13].

Так, в нанотехнологии для получения на подложке сплошной пленки толщиной от единиц до нескольких десятков нанометров используют методы электронно-лучевого и лазерного испарения, магнетронного напыления, молекулярно-лучевой эпитаксии. В подобных технологиях для образования нанослоя применяют дорогостоящее и высокоэнергетическое вакуумное оборудование. В противоположность этому можно привести пример

создания наноструктурированных материалов из расплавов в режиме ламинарного течения по охлаждаемой подложке, когда частицы жидкого материала прилипают к последней, что заслуживает подробного рассмотрения.

Одним из известных следствий уравнений Навье—Стокса является закон Гагена—Пуазейля, очень важный в развитии теории жидкости [14]. Несоблюдение закона Гагена—Пуазейля для труб больших диаметров привело к открытию ламинарного и турбулентного течений [7]. По аналогии с этим нарушение закономерности, описываемой уравнением расхода Гагена—Пуазейля, обусловлено тем, что вблизи верхней границы "ползущего" течения, ограниченной числом Рейнольдса Re = 5, существует ранее неизвестный вид течения жидкости. При расходе 1 мкл/с ламинарное течение ВНЖ переходит в новый вид ламинарного течения, сопровождаемого прилипанием частиц потока к стенкам капилляров с образованием мультимолекулярных неподвижных слоев. Пересчет такого расхода жидкости дает $Re \approx 6{,}3(2\pi)$.

В настоящее время механизм адгезионного взаимодействия потока жидкости с поверхностью капиллярных каналов не может быть теоретически объяснен с достаточными для практических задач нанотехнологии точностью и надежностью. Поэтому необходимо учитывать все тонкости проведения экспериментов, изучающих прилипание частиц потока жидкости к стенкам капилляров. Многие исследователи изучали адгезионное взаимодействие частиц потока жидкости с твердой поверхностью, используя тщательно очищенные от примесей воду, глицерин, трансформаторное и другие минеральные масла. Опыты проводили с трубками из коррозионно-стойкой стали, кварцевого и пирексового стекол. Так, в работе [7] приведены экспериментальные данные о прекращении расхода жидкости с течением времени через трубки длиной от 2 до 52 мм и диаметром ≈200 мкм, возникающем при нормальной температуре и фиксированных условиях течения. В обзорах, приведенных в работах [7, 15], отмечено, что в трубках диаметром меньше 300 мкм возникает лишь частичная облитерация, а в трубках диаметром 400 мкм облитерация не наблюдается. Это свидетельствует о наличии пристенного слоя жидкости толщиной около 100 мкм, в пределах которого в силу притяжения молекул поверхности твердого тела частицы граничного слоя находятся в устойчивом неподвижном состоянии. Увеличение толщины — важное для нанотехнологии свойство граничного слоя ВНЖ, способного не только противостоять смывающему усилию потока, но и перекрывать просвет капилляра диаметром ≈200 мкм. Количественные оценки этого свойства получены в работах [4, 9] для фиксированных условий и в полном соответствии с методами классической (ньютоновской) изотермической гидромеханики ВНЖ.

При проектировании и испытании моделей наномашин (нанодвигателей) недостаточно утверждать, что на стенках капиллярных каналов при определенных условиях образуется неподвижная пленка жидкости толщиной ≈100 мкм, необходимо знать и ее количественные характеристики. Это позволит сравнивать друг с другом граничные слои капельных жидкостей, что важно для детального изучения их свойств. Например, в работах [4, 9] определение энергии связи частиц в неподвижном граничном слое воды, равной 0,059 эВ (5,9 кДж/моль), служит доказательством того, что молекула находится в связанном состоянии на дне потенциальной ямы, создаваемой силами притяжения со стороны соседних молекул.

Таким образом, в вышеназванных работах показана возможность реализации в молекулярной технологии адгезионного взаимодействия частиц ламинарного потока жидкости с поверхностью твердого тела при нормальной температуре, т. е. что положительная кинетическая энергия теплового движения молекул граничного слоя, равная 0,039 эВ, меньше отрицательной энергии их связи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Вихревые** движения жидкости / Под ред. А. Ю. Ишлинского, Г. Г. Черного. М.: Мир, 1979. 325 с.
2. **Емцов Б. Т.** Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1978. 463 с.
3. **Панченков А. Н.** Аналитическое естествознание. Саранск: ГУП РМ "Республиканская типография "Красный Октябрь", 2008. 640 с.
4. **Фейнман Р., Лейтон Р., Сэндс М.** Фейнмановские лекции по физике. Вып. 1. М.: Мир, 1965. 268 с.
5. **Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М.** Теоретическая физика. Гидродинамика. М.: Наука, 1986. Т. 6. С. 269.
6. **Панченков А. Н.** Инерция. Йошкар-Ола: ГУП "МПИК", 2004. 416 с.
7. **Ванчиков В. Ц.** Управление слоем трения в технологических процессах. Иркутск: ИрГУПС, 2006. 168 с.
8. **Адамсон А.** Физическая химия поверхностей. М.: Мир, 1978. 568 с.
9. **Ванчиков В. Ц.** Метод определения сил когезии в вязком подслое // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 39, 40.
10. **Пат. 72764 на полезную модель Рос. Федерации.** Устройство для определения силы адгезии жидкости и твердого тела.
11. **Шейпак А. А.** Гидравлика и гидропневмопривод. Ч. 1. М.: МГИУ, 2005. 192 с.
12. **О ящерице** и инженерах // Знание и сила. 2011. № 3. С. 16, 17.
13. **Механика** миниатюрных роботов / В. Г. Градецкий, М. М. Князьков, М. Ф. Фомин, В. Г. Чащухин. М.: Наука, 2010. 271 с.
14. **Астарита Д., Марруччи Д.** Основы гидромеханики неньютоновских жидкостей. М.: Мир, 1978. 309 с.
15. **Ахматов А. С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Физматгиз, 1963. 472 с.

УДК 621.9.04.001.24

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: mtl3@bmstu.ru

Теоретическое обеспечение технологической механики. 10. Твердость материала и задача осесимметричного вдавливания в полупространство. Часть 1.*

Я предпочитаю довольствоваться тем,
за верность чего могу поручиться.
Николай Коперник

Показана принципиальная невозможность надежного определения прочностных свойств материала измерением его твердости. Определены напряженное, кинематическое и деформированное состояния материала полупространства при вдавливании в него осесимметричного тела.

Ключевые слова: твердость, предел текучести, напряжение, накопленная деформация.

The principal impossibility of durable definition of material properties by measuring of its hardness is shown. The stressed, kinematic and strain states of half-space material are determined at indentation of axisymmetric body into it.

Keywords: hardness, yield point, stress, accumulated deformation.

В данной статье речь пойдет о принципиальной возможности установления связи между твердостью и прочностными свойствами исследуемого материала. Некоторые ученые давно пытались установить данную связь [1, с. 115—118], что аналогично навязчивой научной идее о трисекции угла или безуспешным попыткам доказать теорему Ферма. Установить связь между пределом текучести и твердостью материала, причем обязательно в виде единой для разных материалов прямолинейной зависимости, пытались неоднократно. При этом приверженцы такой идеи уверенно проводили прямую линию между экспериментальных точек, имеющих очень большой разброс, для которых вместо прямой с тем же основанием можно провести и разные прямые для различных материалов и условий обработки, и различные кривые. Например, согласно справочнику [1, с. 116, рис. 189] при одной и той же твердости 140 *HB* предел текучести стали 15Х равен 550 МПа, а для стали 40 он составляет 700 МПа, что на 27 % больше; при твердости 260 *HB* предел текучести стали 40 равен 900 МПа, а для стали 50 составляет 1070 МПа, что на 19 % больше. Согласно справочнику [2, с. 49, рис. 3.4, *г*] при твердости 110 *HB* предел текучести отожженной стали равен 380 МПа, а нормализованной стали — 480 МПа, что на 27,3 % больше; при твердости 250 *HB* предел текучести стали после закалки с отпуском равен 820 МПа, а нормализованной стали — 1060 МПа, что на 29 % больше. Таким образом, при одной и той же твердости предел текучести будет существенно разным в зависимости от вида исследуемого материала и его термической обработки. И этому есть простое научное объяснение.

При внедрении индентора вокруг него образуется очаг интенсивной пластической деформации, характеризуемый радиусом R (рис. 1), и в зоне измерения твердости исследуемый материал получает значительное упрочнение (например, при

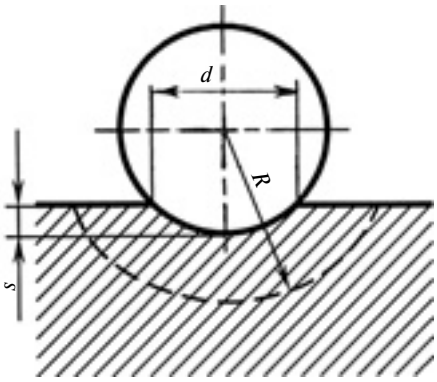


Рис. 1. Схема внедрения индентора при измерении твердости материала

* Продолжение цикла. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1÷2 за 2013 г., № 1÷4 за 2014; продолжение — № 6 за 2014 г.

вдавливании в армко-железо на глубину s, составляющую 0,1 от диаметра d отпечатка, среднее напряжение текучести в зоне отпечатка возросло примерно в 1,5 раза по сравнению с начальным [3, с. 370, табл. 4.14]). Поэтому одинаковая твердость, полученная для двух разных материалов, свидетельствует только о том, что в момент окончания измерения сила их сопротивления внедрению индентора на одну и ту же глубину была одинаковой. Это дает основание с некоторой погрешностью полагать, что средние напряжения текучести, полученные в результате упрочнения сравниваемых материалов при внедрении индентора, были примерно одинаковыми. Но при этом *никоим образом нельзя судить* не только о равенстве, но даже и о соотношении начальных напряжений текучести (пределов текучести), поскольку кривые упрочнения разных материалов могут быть совершенно различными.

Например, согласно справочнику [4, с. 122, 123] сталь 10 в состоянии поставки имеет твердость 133 *HB*, а сталь 35 после отжига при температуре 760÷780 °С — несколько большую твердость, равную 138 *HB*. Согласно распространенному мнению о прямо пропорциональной зависимости между твердостью и пределом текучести следует предположить, что предел текучести отожженной стали 35 будет несколько больше, чем неотожженной стали 10. Но на самом деле сталь 10 в состоянии поставки имеет предел текучести σ_{s0} = 270 МПа, в то время как сталь 35 после отжига имеет σ_{s0} = 210 МПа, т. е. не только не больше, но на 30 % меньше предела текучести стали 10.

По кривым упрочнения данных сталей (рис. 2), приведенным в справочнике [4], видно, что отожженная сталь 35, имея меньшее начальное напряжение текучести, упрочняется значительно более интенсивно, чем сталь 10, и поэтому в момент окончания внедрения индентора (соответствующая деформация условно показана на рис. 2 штриховой линией) будет иметь приблизительно то же напряжение текучести.

Строго говоря, допускать равенство даже средних напряжений текучести, полученных в результате упрочнения при внедрении индентора в два разных материала одинаковой твердости, можно лишь с определенной натяжкой. Дело в том, что, как показано в работе [3, с. 365, 369], сила внедрения индентора $P = f(\sigma_s, R)$, где $R = f(k_y)$; k_y — коэффициент упрочнения, характеризующий наклон кривой упрочнения деформируемого материала [3, с. 208]:

$$k_y = 1 - \exp\left(-10\frac{\sigma_{s2}/\sigma_{s1} - 1}{e_2 - e_1}\right). \qquad (1)$$

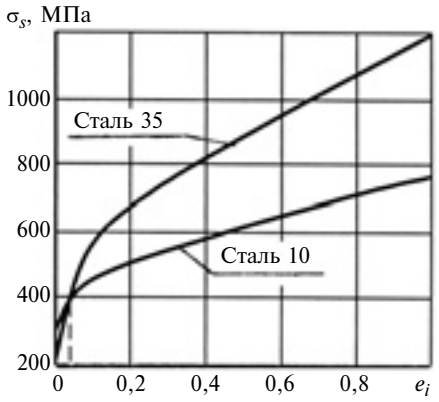


Рис. 2. Кривые упрочнения стали 10 и отожженной стали 35

В выражении (1) σ_{s1} и σ_{s2} — напряжения текучести, взятые с кривой упрочнения деформируемого материала при значениях логарифмических деформаций e_1 = 0,2÷0,4 и e_2 = 1÷1,2. При необходимости величины e_1 и e_2 можно уменьшить, однако следует помнить, что при их малом различии точность расчета уменьшается.

Таким образом, сила внедрения индентора $P = f(\sigma_s, k_y)$, следовательно, равенство сил при одинаковой глубине внедрения индентора в два разных материала можно получить при определенном соотношении между k_{y1} и k_{y2} и при $\sigma_{s1} \neq \sigma_{s2}$.

Поэтому определить с достаточной точностью предел текучести по измененной твердости можно лишь в тех случаях, когда внедрение индентора не может заметно повлиять на напряжение текучести исследуемого материала в зоне измерения. Это имеет место или для редко используемых в машиностроении материалов типа свинца, практически не имеющих деформационного упрочнения, или для материалов, которые уже в ходе технологической обработки (т. е. до измерения твердости) получили очень большую деформацию, т. е. возможность их дальнейшего упрочнения практически исчерпана.

На это указывает и такой апологет применения метода твердости, как Г. Д. Дель [5, с. 83, 88]: "Исследованием связи между твердостью, измеренной различными методами, и напряжением при испытании на сжатие широкого круга материалов установлено, что графики твердость — интенсивность напряжений, построенные для различных металлов, не совпадают. Однако все они имеют общую для данного способа измерения твердости огибающую, соответствующую связи между твердостью и пределом текучести идеально пластических материалов. Объясняется это уменьшением упрочняемости металлов с возрастанием деформации. Наиболее низкой является точность определения напряжений при измерении микротвердости".

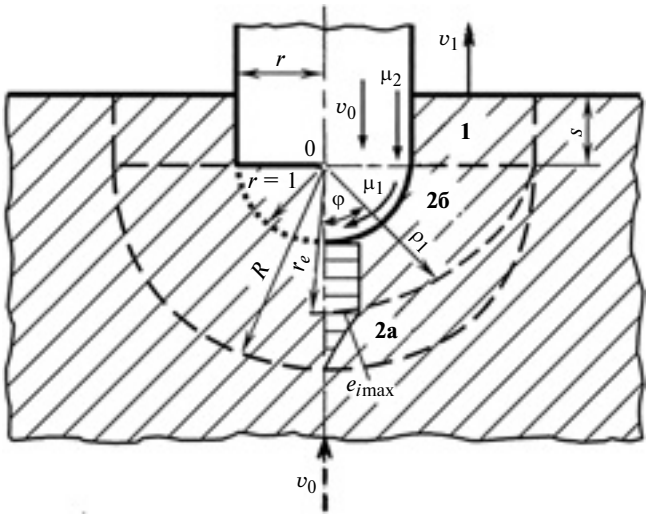


Рис. 3. Расчетная схема вдавливания пуансона с плоским или сферическим торцом в полупространство

Некоторые ученые идут даже дальше, чем просто установление связи твердости с пределом или напряжением текучести материала. Например, известный специалист в области резания Л. А. Хворостухин якобы установил [6, с. 88], что между твердостью стружки, свойствами обрабатываемого материала и характером его напряженного состояния имеется определенная взаимосвязь. По поводу "установления" взаимосвязи между твердостью стружки и характером напряженного состояния материала можно смело сказать, что это — заведомо неверное утверждение, сделанное, вероятно, только для усиления научного впечатления. Ведь, как известно, характер напряженного состояния определяется схемой главных напряжений [7, с. 145, 146]. Но одну и ту же твердость материала можно получить путем его простого растяжения, сжатия без трения или, наоборот, с трением, выдавливания (всестороннего сжатия), путем комбинации любого из указанных способов с кручением и т. д. [3—5]. Можно ту же твердость получить с помощью термообработки, т. е. вообще без создания напряженного состояния. Поэтому ни один исследователь, не зная о способе получения образца, не сможет только на основании измерения его твердости определить "характер напряженного состояния".

Для большей конкретизации рассмотрим математическое описание процесса вдавливания осесимметричного тела (пуансона) в полупространство. Решение данной задачи имеет большое значение не только как описание механизма процесса определения твердости, но и как описание процессов прошивки слитков или выдавливания полостей матриц и пресс-форм, а также поверхностной упрочняющей механической обработки раскаткой шариками или дробеструйной обработки.

Напомним, что для выпуклого, например сферического, торца пуансона еще никому не удалось получить корректного решения даже плоской подобной задачи с согласованием хотя бы знаков скорости $\eta_{\rho\varphi}$ угловой деформации и касательного напряжения $\tau_{\rho\varphi}$, не говоря уже об их полном согласовании [8, с. 274; 9, с. 105]. Восполним этот теоретический пробел не для плоской, а для более сложной осесимметричной задачи и получим корректное решение для пуансона со сферическим торцом (рис. 3, справа от оси симметрии). Результаты данного исследования будут вполне пригодны и для расчетов вдавливания пуансона с плоским торцом (рис. 3, слева от оси симметрии), так как эксперименты показывают, что с самого начала вдавливания под его торцом возникает застойная зона, форма которой близка к сферической [10; 11 с. 241], т. е. плоский пуансон можно рассматривать как сферический с предельным трением по торцу. Не случайно в книге [12, с. 191] указывается, что "при наличии трения различие в удельных усилиях для пуансонов с закругленным и плоским торцом становится несущественным".

Материал деформируемого тела будем считать идеальным жестко-пластическим, а упрочнение учитывать средним по очагу пластической деформации напряжением σ_s текучести.

Закон контактного трения заранее задавать не будем, а примем его соответствующим закону изменения на поверхности контакта касательного напряжения, найденного из решения системы уравнений теории пластичности. В соответствии с законом пластического трения Зибеля максимальное контактное касательное напряжение принимается равным $\beta\mu_1\sigma_s$, где в рассматриваемом ниже случае осесимметричной деформации с равенством двух нормальных напряжений коэффициент Лоде $\beta = 1$. Для упрощения чертежа (см. рис. 3) у стрелок, соответствующих направлениям контактных касательных напряжений, условно показаны только соответствующие им коэффициенты трения. В решении используем геометрические параметры, отнесенные к радиусу цилиндрического торца $r = 1$ (половина диаметра пуансона).

Так как для решения данной задачи осесимметричной деформации целесообразно использовать сферическую систему координат ρ, θ, φ, то приведем соответствующую систему уравнений теории пластического течения:

уравнения равновесия

$$\begin{cases} \dfrac{\partial\sigma_\rho}{\partial\rho} + \dfrac{\partial\tau_{\rho\varphi}}{\rho\partial\varphi} + \dfrac{1}{\rho}[2\sigma_\rho - (\sigma_\theta + \sigma_\varphi) + \tau_{\rho\varphi}\mathrm{ctg}\varphi] = 0; & (2) \\ \dfrac{\partial\tau_{\varphi\rho}}{\partial\rho} + \dfrac{\partial\sigma_\varphi}{\rho\partial\varphi} + \dfrac{1}{\rho}[3\tau_{\varphi\rho} + (\sigma_\varphi - \sigma_\theta)\mathrm{ctg}\varphi] = 0; & (3) \end{cases}$$

уравнения Леви—Мизеса, связывающие напряжения и скорости деформаций:

$$\begin{cases} \sigma_\rho = \sigma + \dfrac{2}{3}\dfrac{\sigma_i}{\xi_i}\xi_\rho; & (4) \\ \sigma_\theta = \sigma + \dfrac{2}{3}\dfrac{\sigma_i}{\xi_i}\xi_\theta; & (5) \\ \sigma_\varphi = \sigma + \dfrac{2}{3}\dfrac{\sigma_i}{\xi_i}\xi_\varphi; & (6) \\ \tau_{\rho\varphi} = \dfrac{1}{3}\dfrac{\sigma_i}{\xi_i}\eta_{\rho\varphi}; & (7) \end{cases}$$

интенсивность скоростей деформаций:

$$\xi_i = \\ = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{(\xi_\rho - \xi_\theta)^2 + (\xi_\theta - \xi_\varphi)^2 + (\xi_\varphi - \xi_\rho)^2 + \frac{3}{2}\eta_{\rho\varphi}^2}; \quad (8)$$

условие несжимаемости (условие постоянства объема):

$$\xi_\rho + \xi_\theta + \xi_\varphi = 0, \quad (9)$$

кинематические уравнения, связывающие скорости деформаций со скоростями пластического течения:

$$\begin{cases} \xi_\rho = \dfrac{\partial \nu_\rho}{\partial \rho}; & (10) \\ \xi_\theta = \dfrac{\nu_\varphi \mathrm{ctg}\varphi}{\rho} + \dfrac{\nu_\rho}{\rho}; & (11) \\ \xi_\varphi = \dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial \nu_\varphi}{\partial \varphi} + \dfrac{\nu_\rho}{\rho}; & (12) \\ \eta_{\rho\varphi} = \dfrac{\partial \nu_\varphi}{\partial \rho} - \dfrac{\nu_\varphi}{\rho} + \dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial \nu_\rho}{\partial \varphi}. & (13) \end{cases}$$

Таким образом, мы имеем задачу о нахождении 12 неизвестных величин — ν_ρ, ν_φ, ξ_ρ, ξ_θ, ξ_φ, $\eta_{\rho\varphi}$, ξ_i, σ_ρ, σ_θ, σ_φ, $\tau_{\rho\varphi}$, σ (напомним, что σ — среднее нормальное напряжение или гидростатическое давление), связанных между собой 12 определяющими уравнениями, половина из которых — в частных производных. Что касается интенсивности напряжений, то согласно условию пластичности $\sigma_i = \sigma_s$.

Примем, что очаг пластической деформации сосредоточен в области **2**, ограниченной радиусом R, величину которого следует найти в результате решения. Область **2** разбита на зоны **2а** и **2б**, которые потребуются при дальнейшем определении деформированного состояния и на которые при исходном определении кинематического и напряженного состояний не следует обращать внимание.

В процессе вдавливания область **1** вытесняется вверх как жесткое целое, преодолевая удерживающие силы, обусловленные касательными напряжениями, действующими на ее боковых вертикальных поверхностях. Из условия постоянства расхода

$$\nu_1\pi(R^2 - 1) = \nu_0\pi \cdot 1 \quad (14)$$

скорость движения области **1** составляет:

$$\nu_1 = \frac{\nu_0}{R^2 - 1}. \quad (15)$$

Очевидно, что сила сопротивления перемещению области **1** определяется выражением

$$P_c = -2\pi\sigma_s s\left(\frac{R}{\sqrt{3}} + \mu_2\right). \quad (16)$$

С учетом получаемой верхней оценки на поверхностях разрыва скоростей приняты предельно возможные касательные напряжения $\tau_p = \sigma_s/\sqrt{3}$. Заметим, что если диаметр цилиндрической поверхности пуансона несколько меньше наибольшего диаметра его рабочего торца, то следует принимать $\mu_2 = 0$.

Удельная сила сопротивления, действующая со стороны области **1** на горизонтальную границу области **2**, определяется выражением

$$q_c = \frac{P_c}{\pi(R^2 - 1)} = -\frac{2\sigma_s s(R/\sqrt{3} + \mu_2)}{R^2 - 1}. \quad (17)$$

Рассмотрим область **2**. Следуя общему теоретическому методу работы [3, с. 165—182], зададим кинематически возможную радиальную скорость пластического течения в общем виде:

$$\nu_\rho = f(\rho)\cos\varphi, \quad (18)$$

удовлетворяющем имеющимся граничным условиям $\nu_\rho = \nu_0\cos\varphi$ при $\rho = 1$ и $\nu_\rho = 0$ при $\rho = R$.

Подставив формулы (10)—(12) в условие несжимаемости (9), получим равенство

$$\frac{\partial \nu_\rho}{\partial \rho} + 2\frac{\nu_\rho}{\rho} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial \nu_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\nu_\varphi \mathrm{ctg}\varphi}{\rho} = 0, \quad (19)$$

которое с учетом выражения (18) сводится к линейному дифференциальному уравнению первого порядка:

$$\frac{\partial \nu_\varphi}{\partial \varphi} + \nu_\varphi \mathrm{ctg}\varphi = -\left[\rho\frac{\partial f(\rho)}{\partial \rho} + 2f(\rho)\right]\cos\varphi. \quad (20)$$

Решая дифференциальное уравнение (20) известным способом [12, с. 34], находим:

$$\nu_\varphi = -0{,}5\left[\rho\frac{\partial f(\rho)}{\partial \rho} + 2f(\rho)\right]\sin\varphi + \frac{f_1(\rho)}{\sin\varphi}. \quad (21)$$

Из очевидного граничного условия на оси симметрии $\nu_\varphi = 0$ при $\varphi = 0$ следует, что $f_1(\rho) = 0$. Тогда окончательно получим:

$$\nu_\varphi = -0{,}5\left[\rho\frac{\partial f(\rho)}{\partial\rho} + 2f(\rho)\right]\sin\varphi. \qquad (22)$$

Для того чтобы наглядно убедиться, что зависимость (18) в принципе позволяет удовлетворить всем имеющимся кинематическим граничным условиям, можно подставить в выражения (18) и (22), например функцию

$$f(\rho) = \frac{\nu_0}{R^2 - 1}\left(\frac{R^2 - \rho^2}{\rho^2}\right). \qquad (23)$$

В результате получим формулы

$$\nu_\rho = \frac{\nu_0}{R^2 - 1}\left(\frac{R^2 - \rho^2}{\rho^2}\right)\cos\varphi; \qquad (24)$$

$$\nu_\varphi = \frac{\nu_0}{R^2 - 1}\sin\varphi, \qquad (25)$$

удовлетворяющие условиям: $\nu_\rho = \nu_0\cos\varphi$ при $\rho = 1$; $\nu_\rho = 0$ при $\rho = R$; $\nu_\varphi = \nu_1$ при $\varphi = 90°$.

Продолжим решение в общем виде. Подставив равенства (18) и (22) в кинематические уравнения (10)—(13), найдем скорости деформаций:

$$\xi_\rho = \frac{\partial f(\rho)}{\partial\rho}\cos\varphi; \qquad (26)$$

$$\xi_\theta = -0{,}5\frac{\partial f(\rho)}{\partial\rho}\cos\varphi; \qquad (27)$$

$$\xi_\varphi = -0{,}5\frac{\partial f(\rho)}{\partial\rho}\cos\varphi; \qquad (28)$$

$$\eta_{\rho\varphi} = -\left[\frac{\partial^2 f(\rho)}{\partial\rho^2}\cdot\frac{\rho}{2} + \frac{\partial f(\rho)}{\partial\rho}\right]\sin\varphi. \qquad (29)$$

С учетом структуры выражения (29) его можно представить в сокращенном виде:

$$\eta_{\rho\varphi} = f_2(\rho)\sin\varphi. \qquad (30)$$

Из-за разрыва на границе пластической области **2** с жесткой зоной (т. е. при $\rho = R$) скоростей, касательных к этой границе, скорость $\eta_{\rho\varphi}$ сдвиговой деформации и, соответственно, интенсивность ξ_i скоростей деформаций на ней могут быть неограниченно велики [8, с. 24; 14, с. 168], т. е. $\eta_{\rho\varphi} \to \infty$ и $\xi_i \to \infty$. Поэтому в данной задаче нельзя пренебречь последним слагаемым под радикалом выражения (8).

Подставив равенства (26)—(28) и (29) в выражение (8), конкретизируем интенсивность скоростей деформаций:

$$\xi_i = \frac{1}{\sqrt{3}}\sqrt{3\left[\frac{\partial f(\rho)}{\partial\rho}\cos\varphi\right]^2 + [f_2(\rho)\sin\varphi]^2}. \qquad (31)$$

Из структуры выражения (30) следует, что на поверхности разрыва обеспечить $\eta_{\rho\varphi} \to \infty$ может только сомножитель $f_2(\rho)$. Следовательно, зависимость скорости $\eta_{\rho\varphi}$ сдвиговой деформации и интенсивности ξ_i скоростей деформаций от радиуса ρ является главной и должна быть сохранена в дальнейшем решении. Поэтому для упрощения дальнейшего решения усредним выражение (31) по менее значимому углу φ (например, как среднее арифметическое или же среднее интегральное), т. е. будем считать, что

$$\xi_i = \xi_{i\,\text{ср}\varphi} = f_3(\rho). \qquad (32)$$

Тогда, подставив равенства (30) и (32) в формулу (8), найдем структуру касательного напряжения:

$$\tau_{\rho\varphi} = \frac{\sigma_s}{3}\frac{f_2(\rho)}{f_3(\rho)}\sin\varphi = F(\rho)\sin\varphi. \qquad (33)$$

Очевидно, что в нашем решении, в отличие от известных решений методом линий скольжения, касательное напряжение $\tau_{\rho\varphi}$ полностью согласовано со скоростью сдвиговой деформации $\eta_{\rho\varphi}$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кроха В. А.** Кривые упрочнения металлов при холодной деформации. М.: Машиностроение, 1968. 131 с.
2. **Кроха В. А.** Упрочнение металлов при холодной пластической деформации. Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.
3. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. Т. 1. М.: Машиностроение, 2006. 474 с.
4. **Холодная** объемная штамповка: Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1973. 496 с.
5. **Дель Г. Д.** Технологическая механика. М.: Машиностроение, 1978. 174 с.
6. **Тепловые** явления и обрабатываемость резанием авиационных материалов / А. И. Белоусов, П. И. Бобрик, А. З. Рахман-заде и др.// Тр. МАТИ. № 64. М.: Машиностроение, 1966. 179 с.
7. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.
8. **Соколовский В. В.** Теория пластичности. М.: Высшая школа, 1969. 608 с.
9. **Степанский Л. Г.** Расчеты процессов обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1979. 215 с.
10. **Кузнецов Д. П., Лясников А. В., Кудрявцев В. А.** Технология формообразования холодным выдавливанием полостей деталей пресс-форм и штампов. М.: Машиностроение, 1973. 112 с.
11. **Смирнов-Аляев Г. А.** Сопротивление материалов пластическому деформированию. Л.: Машиностроение, 1978. 368 с.
12. **Томленов А. Д.** Теория пластического деформирования металлов. М.: Металлургия, 1972. 408 с.
13. **Пискунов Н. С.** Дифференциальное и интегральное исчисление. М.: Наука, 1972. 576 с.
14. **Качанов Л. М.** Основы теории пластичности. М.: Наука, 1969. 420 с.

УДК 621.941

В. В. ЮРКЕВИЧ, канд. техн. наук (МГТУ "Станкин"),
e-mail: yurkevich35@gmail.com

Определение износа резца в процессе токарной обработки

Предложен способ определения величины износа резца в процессе токарной обработки, используя траекторию формообразования, по смещению центра базовой окружности траектории.

Ключевые слова: токарная обработка, резец, износ, траектория формообразования, базовая окружность.

The method of definition of wear rate of cutter at turning, using shaping trajectory, on deflection of base circle center of trajectory, is suggested.

Keywords: turning, cutter, wear, shaping trajectory, base circle.

Изнашивание режущего инструмента при токарной обработке значительно отличается от изнашивания деталей машин [1, 2] тем, что зона резания характеризуется высокой химической чистотой трущихся поверхностей, а также высокими температурой и давлением в зоне контакта. В процессе резания материал заготовки постоянно контактирует с передней и задней поверхностями резца, при этом имеют место высокие давление и температура, что обусловливает разрушение рабочих поверхностей резца.

Рассматривают пять основных видов изнашивания режущего инструмента: абразивное, диффузионное, окислительное, усталостное и адгезионное. В настоящее время разработано множество способов диагностирования износа режущего инструмента, однако у каждого есть свои недостатки, поэтому ведутся поиски новых возможностей в этом направлении. К перспективным способам можно отнести измерение траекторий формообразования [3], которое используется для определения силы резания, контроля точности изготовления деталей и пр. [4].

При исследованиях в качестве заготовки использовали предварительно обработанную втулку из стали 35, которую крепили на прецизионной оправке, и резец с твердосплавной пластиной Т15К6 (углы заточки: $\varphi = 45°$; $\varphi_1 = 45°$; $\gamma = 6°$; $\alpha = 6°$). Точение выполняли в режиме чистовой и грубой обработок; частота n вращения шпинделя изменялась от 60 до 975 мин$^{-1}$; глубина резания $t = 0{,}1 \div 1{,}0$ мм; подача $S = 0{,}1 \div 0{,}15$ мм/об.

В шпинделе станка устанавливали прецизионную оправку [5, 6], овальность и биение которой не превышали 0,2 мкм. На оправке закрепляли заготовку, которую обрабатывали резцом в резцедержателе. На передней бабке станка был установлен кронштейн с двумя вихретоковыми датчиками, наконечники которых взаимодействовали с оправкой. Датчики располагали перпендикулярно друг другу; один из них располагали в плоскости, проходящей через вершину резца. Сигналы от датчиков поступали через интерфейс на компьютер. На станине станка шпильками закрепляли прецизионную линейку, а в резцедержателе — кронштейн с двумя датчиками, которые фиксировали перемещения резца. Сигналы от датчиков также поступали в компьютер.

В качестве бесконтактных датчиков перемещения использовали вихретоковые датчики AE2X, которые состоят из вихретокового пробника, кабельного переходника, удлинительного кабеля, драйвера и блока питания; их подключали к плате ввода—вывода информации. В качестве датчика угла поворота использовали преобразователь угловых перемещений ЛИР-158А, а в качестве интерфейса — плату ввода—вывода L-761.

В процессе резания заготовок записывали следующие сигналы: базовую метку; референтную метку; перемещения оси заготовки по осям X (плоскость формообразования) и Y; перемещения резца по осям X и Y.

Для обработки экспериментальных данных была разработана программа Verschleiss, с помощью которой обрабатывали полученные данные и строили в ортогональной системе координат траектории оси заготовки и вершины резца (рис. 1), для первой строили базовую окружность (рис. 1, *а*).

Стандарт DIN ISO1101 предлагает для определения базовой окружности четыре варианта: MZC, LSC, MIC, MCC. В настоящее время в машиностроительной практике наибольшее распространение получил вариант LSC, в котором радиус базовой окружности определяют как окружность с минимальной суммой квадратов расстояний от базовой окружности до профиля геометрического образа [7]. Центр базовой окружности определяется по формулам:

$$a = \frac{\sum_{i=1}^{n} X_i}{n}; \quad b = \frac{\sum_{i=1}^{n} Y_i}{n},$$

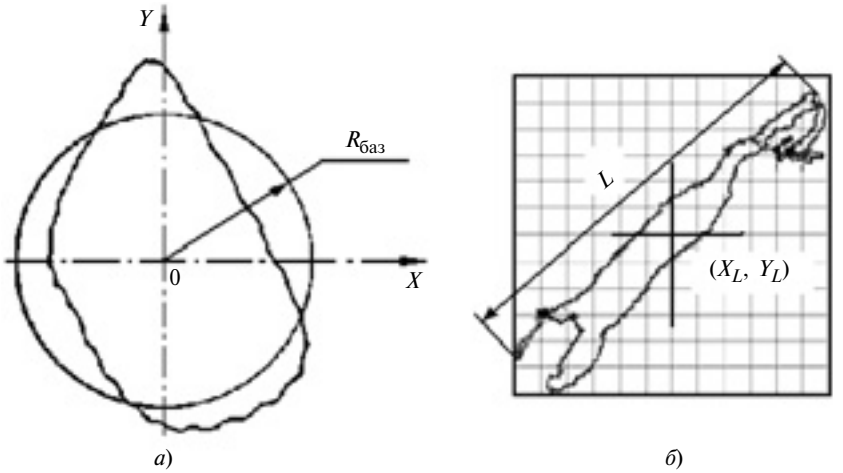


Рис. 1. Траектории осей заготовки (*а*) и резца (*б*)

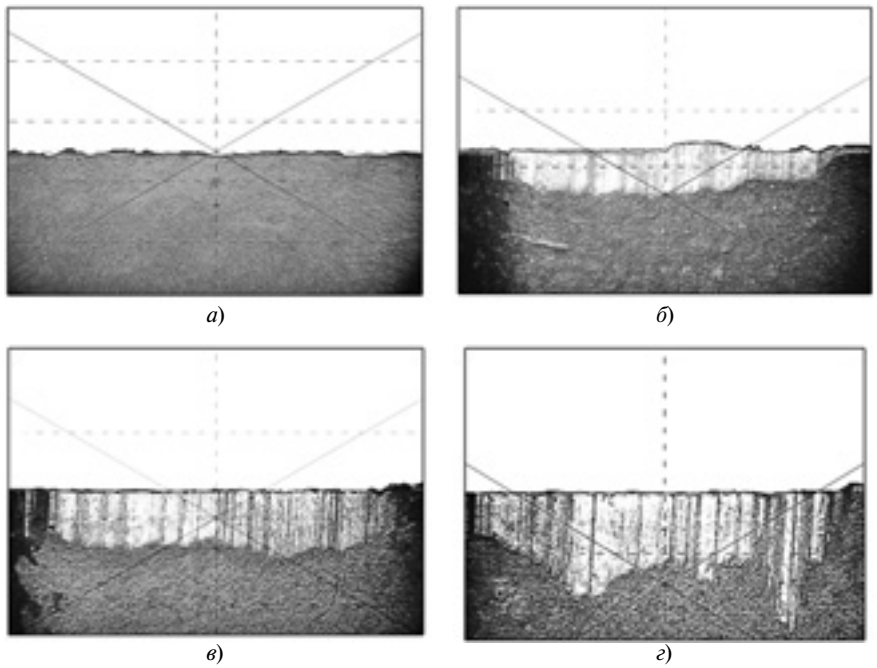


Рис. 2. Задние поверхности режущих пластин с разным износом h_c = 0 (*а*); 0,33 (*б*); 0,41 (*в*); 0,82 (*г*) мм

где X_i и Y_i — текущие координаты точек, лежащих на геометрическом образе; a и b — смещения центра базовой окружности относительно центра построения геометрического образа по осям X и Y; $n = 400$ — число точек построения геометрического образа.

Радиус базовой окружности определяем по формуле

$$R_{баз} = \sum_{i=1}^{n} R_i/n,$$

где R_i — текущий радиус траектории оси заготовки.

Для траектории вершины резца находим максимальную амплитуду перемещения:

$$L = \sqrt{(X_i - X_{i+1})^2 + (Y_i - Y_{i+1})^2}.$$

Отрезок L делим пополам и находим координаты его средней точки по формулам:

$$X_L = \frac{X_i + X_{i+1}}{2}; \quad Y_L = \frac{Y_i + Y_{i+1}}{2}.$$

При испытании использовали режущий инструмент с износами разной величины, которые измеряли в отраженном свете на микроскопе УИМ-21 (рис. 2).

Заготовки обрабатывали на одинаковых режимах. Резец устанавливали на исходную позицию. Первые 10 с резец перемещали, не касаясь поверхности заготовки, чтобы построить траекторию при отсутствии силы резания, т. е. на холостом ходу. Затем начиналась обработка, и через некоторое время наступал установившийся режим резания.

С помощью программы Verschleiss на экране монитора получали две траектории (рис. 3): на холостом ходу — с центром O и при резании — с центром O'. Вектор OO' соответствует смещению $\Delta_з$ оси заготовки под действием силы резания.

Аналогичное смещение наблюдается и у траектории резца. Анализ полученных результатов показал, что существует связь между износом I режущей кромки и траекторией формообразования. Смещение траектории оси заготовки при переходе от холостого хода к резанию при прочих равных условиях зависит от износа I режущей кромки инструмента. Так как траектории представляют собой сложные кривые, то для

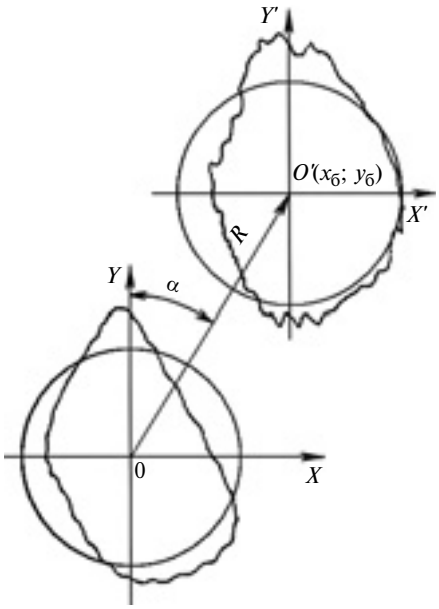


Рис. 3. Смещение траектории оси заготовки при разном износе режущей пластины

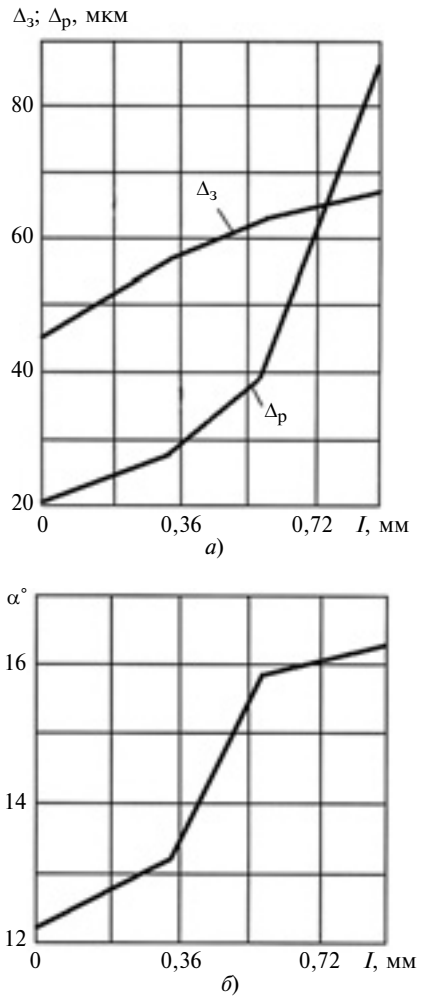


Рис. 4. Зависимости изменения смещений $\Delta_з$ и $\Delta_р$ (*а*) и угла α наклона смещения оси заготовки (*б*) от износа *I* резца

сравнения в качестве интегрального показателя была выбрана базовая окружность, которая характеризуется радиусом и положением центра в пространстве.

Обработка траекторий формообразования (см. рис. 1) позволяет построить зависимости смещений осей заготовки ($\Delta_з$) и резца ($\Delta_р$) от величины износа *I* резца (рис. 4, *а*), анализ которых показал, что при увеличении износа *I* и ось заготовки, и резец смещаются, так как увеличивается сила резания. При этом изменяется ее направление, которое определяется углом α, т. е. углом между вектором силы резания и осью *Y* (рис. 4, *б*). Смещение оси заготовки происходит по кривой, которая близка к прямой, а смещение резца значительно зависит от его износа *I*. Таким образом, для диагностики лучше использовать смещение резца.

Значение угла α также зависит от износа режущей кромки, однако его нельзя использовать для диагностики инструмента, так как при износе режущей кромки $I > 0{,}55$ мм функция $\alpha = f(I)$ имеет пологий характер, что указывает на снижение точности диагностирования.

При определении величины износа резца с помощью траекторий формообразования необходимо учитывать, что диагностическое оборудование не должно быть сложным и не должно создавать помехи в технологическом процессе. Поэтому для упрощения предложено измерять только смещение резца и только по оси *Y*. Используя график зависимости смещения резца по оси *Y* от износа *I* режущей кромки, построенный по экспериментальным данным, можно с высокой точностью определять износ режущей кромки инструмента в процессе выполнения технологического процесса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Проблемы** технической диагностики станочного оборудования на современном этапе развития / С. Н. Григорьев, М. П. Козочкин, Ф. С. Сабиров, В. А. Синопальников // Вестник МГТУ "Станкин". 2010. № 4. С. 27—36.

2. **Юркевич В. В.** Определение точности обработки на токарном станке // СТИН. 1999. № 4. С. 15—17.

3. **Юркевич В. В.** К вопросу точности токарной обработки // Вестник машиностроения. 2004. № 2. С. 46—52.

4. **Юркевич В. В.** К вопросу точности токарной обработки станков // Вестник машиностроения. 2004. № 2. С. 46—52.

5. **Юркевич В. В.** Исследование точности токарных станков методом построения виртуальной копии обрабатываемой поверхности // Вестник машиностроения. 2006. № 12. С. 42—46.

6. **Юркевич В. В.** Контроль точности токарной обработки // СТИН. 2004. № 10. С. 8—11.

7. **Юркевич В. В.** Исследование точности токарных станков методом построения виртуальных копий обрабатываемой детали // Вестник машиностроения. 2006. № 12. С. 42—46.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 621.774.372

Р. А. ОКУЛОВ, С. В. ПАРШИН, д-р техн. наук, В. А. СПИРИДОНОВ, канд. техн. наук (Уральский федеральный университет им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург), e-mail: okulov.roman@gmail.com

Эффективность использования дополнительного усилия при волочении профильных труб

Исследовано влияние дополнительного нагружения на форму труб и энергосиловой характер процесса волочения. Теоретические результаты, полученные на основе конечно-элементного моделирования, подтверждены экспериментами.

Ключевые слова: волочение, труба, нагружение, точность, параметры, форма.

The influence of additional load on pipes shape and energy-power character of drawing process is investigated. Theoretical results, obtained on the base of finite-element modeling, are experimentally proved.

Keywords: drawing, pipe, loading, accuracy, parameters, shape.

Высокие требования к качеству выпускаемой продукции, в частности по точности размеров и форм, а также снижению разброса их отклонений в партии обусловливают необходимость управлять выходными параметрами изделия еще на этапе проектирования. При производстве труб важно знать конечную форму получаемой продукции, для этого необходимо иметь представление о влиянии на них различных факторов. Многие аспекты данного вопроса уже известны. Так, в работе [1] рассмотрены основы процесса волочения, в работе [2] — задачи производства труб.

В настоящей работе поставлена задача — определить влияние дополнительных усилий на форму труб и энергосиловой характер процесса волочения. Исследование выполняли с использованием программного пакета DEFORM-3D и конечно-элементного моделирования [3]. Исследовали холодное безоправочное волочение профильной трубы из заготовки круглого сечения. Обработкой добивались из круглой бесшовной холоднодеформированной заготовки с наружным диаметром $D = 12$ мм и толщиной стенки $S = 1$ мм получения в поперечном сечении шестигранника с диаметром вписанной окружности 10 мм, т. е. размер под ключ 10 мм. Скорость волочения 100 мм/с.

Для получения требуемого профиля, заготовку круглого сечения протягивали за один проход через рабочий инструмент — волочильную фильеру с обжимным участком в виде усеченной пирамиды. Угол наклона рабочей поверхности волоки — 6°, радиус скругления перехода от рабочего участка волоки к калибрующему — 1 мм, длина калибрующего участка — 10,2 мм. Элемент сетки разбиения равнялся 0,14 мм. Коэффициент трения по Амонтону—Кулону приняли равным 0,1.

Исследовали волочение заготовок из разных материалов: технически чистого титана ВТ1-0 (ГОСТ 19807—91), латуни Л63 (ГОСТ 15527—2004) и алюминия АД1 (ГОСТ 4784—97). Трубы изготовляли соответственно из титана по ГОСТ 22897—86, латуни — по ГОСТ 494—90, алюминия — по ГОСТ 18475—82.

Закон упрочнения материала [4] $\sigma = \sigma_{0,2} + g\Lambda^b$, где $\sigma_{0,2}$ — предел текучести; g и b — эмпирические коэффициенты. Значения этих величин для трех материалов, используемых в данном исследовании, приведены ниже.

	Титан ВТ1-0	Латунь Л63	Алюминий АД1
$\sigma_{0,2}$, МПа . . .	553,30	112,10	73,55
g	421,00	414,90	54,92
b	0,519	0,415	0,410

Исследовали три варианта нагружения (рис. 1).

Первый вариант (рис. 1, *а*) — нагружение направлено в противоположную сторону относительно волочения, т. е. заготовка растягивается. При этом усилие $P_з$ дополнительного нагружения меньше усилия $P_в$ волочения. Для сравнения на рис. 1, *б* показано волочение без дополнительного нагружения.

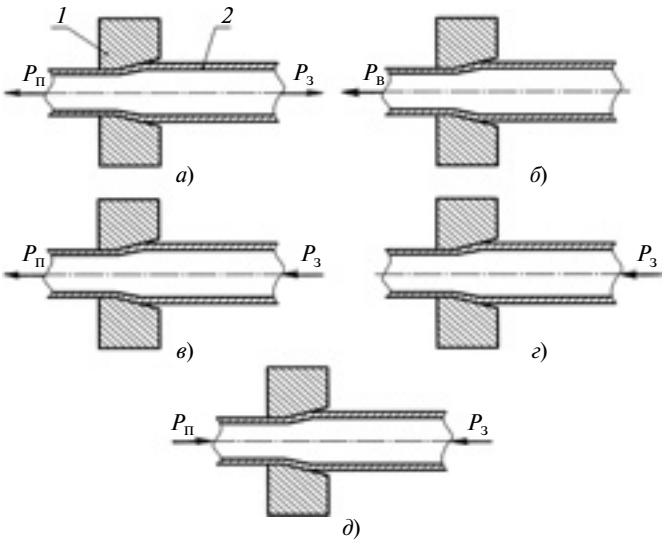


Рис. 1. Варианты нагружения при волочении:
1 — волока; *2* — заготовка; $P_в$ — усилие волочения; $P_з$ и $P_п$ — нагрузки, приложенные соответственно к задней и передней частям трубы

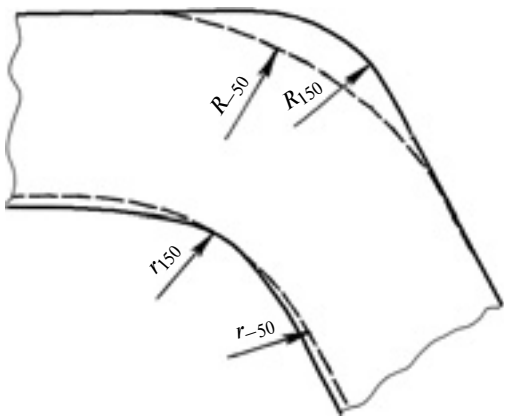


Рис. 2. Часть контура поперечного сечения алюминиевой трубы: $R_{1,5}$, $r_{1,5}$; $R_{-0,5}$, $r_{-0,5}$ — радиусы скругления граней соответственно наружной и внутренней поверхностей при $P_{рез} = 1,5P_в$ (——) и $-0,5P_в$ (----)

Второй вариант — направления дополнительного нагружения и волочения совпадают (рис. 1, *в*). Для сравнения на рис. 1, *г* показана обработка трубы путем проталкивания заготовки через фильеру.

Третий вариант — проталкивание заготовки через волоку (вместо вытягивания из волоки) при дополнительном нагружении, приложенном к концу заготовки так, что оно препятствует вталкиванию заготовки (рис. 1, *д*), что создает в трубе напряжение сжатия, т. е. $P_в < P_п$.

Во всех трех вариантах усилия нагружения совпадали с осью волочения.

Сначала определили усилие волочения $P_в$ без дополнительного нагружения (см. рис. 1, *б*) путем математического моделирования для трех исследуемых материалов. Было установлено, что при установившемся процессе средние (по пяти математическим экспериментам) усилия волочения составили: для титана — 5124 Н, латуни — 1992 Н, меди — 576 Н.

Затем рассматривали процессы волочения при дополнительных нагружениях, которые составляли в относительных единицах $0,1P_в$; $0,2P_в$; $0,3P_в$, т. е. изменяли результирующее усилие $P_{рез}$ с шагом $0,1P_в$. При этом в заготовке возникали напряжения. За положительное нагружение принимали сжатие, за отрицательное — растяжение.

Для первого варианта нагружения рассматривали диапазон усилий в относительных единицах $-0,01P_в \leqslant P_{рез} \leqslant -0,5P_в$ (знак минус означает процесс растягивания). При втором варианте нагружения заготовка сжималась, поэтому рассматривали диапазон усилий $P_в \leqslant P_{рез} \leqslant 0,99P_в$; при $P_з = P_в$ заготовка проталкивалась через фильеру. При третьем варианте нагружения имело место значительное сжатие и диапазон усилий в относительных единицах составил $1,01P_в \leqslant P_{рез} \leqslant 1,5P_в$.

Искомые данные при волочении разделили на две группы.

Первая группа — геометрические параметры получаемой трубы: H — толщина стенки в центре грани; L — наружный прогиб граней; R и r — радиусы сопряжения граней, соответственно, по наружной и внутренней поверхностям трубы; $S_0 = (D_0^2 - d_0^2)\pi/4$ и S_a — площади поперечного сечения до и после обработки; $\mu = S_0/S_a$ — коэффициент вытяжки. При обработке материал не может полностью заполнить форму калибрующего участка волоки и проникнуть во все углы рабочего инструмента, поэтому образуются радиусы скругления R и r, что снижает точность данной обработки (рис. 2).

Вторая группа — энергосиловые показатели процесса волочения: F — усилие волочения, H; $W = Fl\mu$ — работа волочения, Дж (l — единичное перемещение при устоявшемся процессе, м; $F = \Sigma|P_i|$ — сумма всех усилий, приложенных к трубе независимо от их направления); $m = (S_0 - S_a)l\mu\rho$ — масса единичного смещения материала, кг (ρ — плотность материала, кг/м^3); $E = W/m$ — энергоемкость волочения [5].

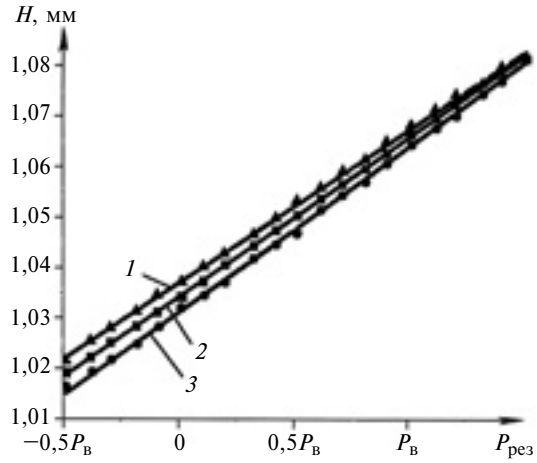


Рис. 3. Зависимости изменения толщины *H* стенки в центре грани от нагрузки $P_{рез}$ для труб из титана (*1*), алюминия (*2*), латуни (*3*)

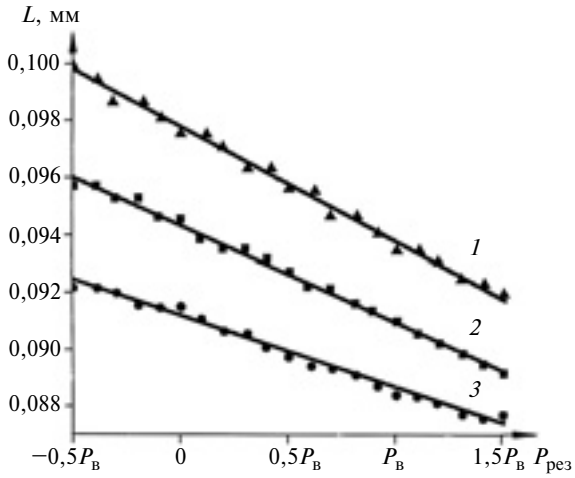


Рис. 4. Зависимости изменения прогиба *L* в центре грани от нагрузки $P_{рез}$ для труб из титана (*1*), алюминия (*2*), латуни (*3*)

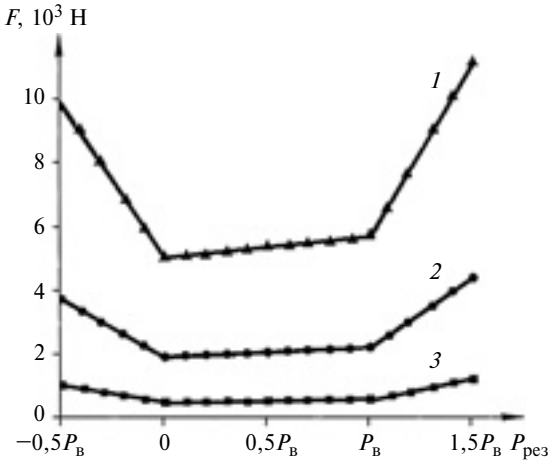


Рис. 5. Зависимости изменения усилия *F* волочения от нагрузки $P_{рез}$ для труб из титана (*1*), латуни (*2*), алюминия (*3*)

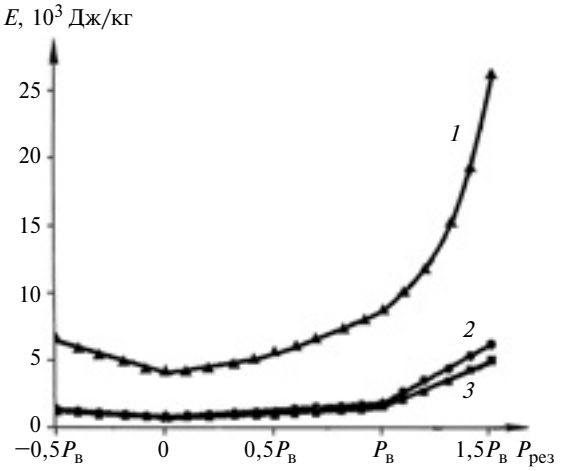


Рис. 6. Зависимости изменения энергоемкости *E* процесса волочения от нагрузки $P_{рез}$ для труб из титана (*1*), латуни (*2*), алюминия (*3*)

Таблица 1

Значения коэффициентов *a* и *b* линейных функций изменения геометрических параметров труб при волочении и энергетических показателей процесса для исследуемых материалов

Коэффициент	Материал	*H*, мм	*L*, мм	S_a, мм^2	μ	*R*, мм	*r*, мм	*P*, кН	*W*, кДж	*m*, кг	*E*, кДж/кг
a	Титан ВТ1-0	1,039	0,100	31,83	1,086	2,92	1,81	5,120	5,560	1,347	3,867
b		0	0	0,01	0	−0,01	−0,01	0,007	0,005	−0,006	0,046
a	Латунь Л63	1,033	0,091	31,80	1,087	2,41	1,63	1,990	2,310	2,548	0,794
b		0	0	0,01	0	−0,01	−0,01	0,003	0,002	−0,012	0,010
a	Алюминий АД1	1,036	0,095	31,79	1,087	2,01	1,21	0,570	0,620	0,823	0,708
b		0	0	0,01	0	−0,01	−0,01	0,001	0,001	−0,004	0,009

Таблица 2

Сравнение расчетных и экспериментальных данных

Вид исследования	*H*, мм	*L*, мм	S_a, мм^2	μ	*R*, мм	*r*, мм	*P*, кН	*W*, кДж	*m*, кг	*E*, кДж/кг
Расчет	1,033	0,091	31,80	1,087	2,41	1,63	1,99	2,31	2,55	0,79
Эксперимент	1,040	0,090	31,85	1,085	2,32	1,58	2,09	2,27	2,65	0,86

Результаты получены как средние значения по пяти математическим моделям. По ним построены функции $H = f(P_{рез})$, $L = f(P_{рез})$, $F = f(P_{рез})$, $E = f(P_{рез})$ (рис. 3—6) которые, как и функции $S_a(P_{рез})$, $r(P_{рез})$, $R(P_{рез})$, $m(P_{рез})$, $W(P_{рез})$, являются линейными зависимостями, поэтому их уравнения имеют вид:

$$y = a + bx. \quad (1)$$

В табл. 1 сведены значения коэффициентов *a* и *b* линейных функций изменения геометрических параметров труб при волочении и энергетических показателей процесса для исследуемых материалов. Результаты теоретического исследования подтверждены экспериментально. Результаты сравнительного анализа представлены в табл. 2, статистическая обработка которых не выявила значимых отличий в расчетных и экспериментальных данных.

Таким образом, исследования показали, что дополнительное нагружение в очаге деформации усилием, направленным на сжатие, повышает точность размеров и формы изготовляемого изделия, а растягивающее усилие снижает точность параметров профильной трубы. Кроме того, противонатяжение при волочении экономически нецелесообразно, так как увеличивает энергетические затраты. Усилие вталкивания также положительно влияет на точность геометрических параметров трубы и снижает прогиб грани. Поэтому вместо вытягивания целесообразно применять проталкивание заготовки через волоку.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Перлин И. Л., Ерманок М. З.** Теория волочения. М.: Металлургия, 1971. 448 с.

2. **Данченко В. Н., Сергеев В. В., Никулин Э. В.** Производство профильных труб. М.: Интермет Инжиниринг, 2003. 224 с.

3. **Некоторые** технологические возможности роликового волочения труб / Г. А. Орлов, Е. Н. Вагапов, Д. Ю. Чернышов, Д. А. Попов // Производство проката. 2012. № 4. С. 28—31.

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

5. **Окулов Р. А., Паршин В. С., Карамышев А. П.** Энергоемкость обработки заклепочной проволоки из дюралюминия волочением и радиальным обжатием // Вестник машиностроения. 2012. № 9. С. 80, 81.

УДК 669.1

И. Б. ЧЕЛПАНОВ, д-р техн. наук (Санкт-Петербургский ГПИ), А. В. КОЧЕТКОВ, д-р техн. наук (Пермский национальный исследовательский ПУ), e-mail: soni.81@mail.ru

Электродинамические вибростенды, их выбор и применение

Рассматриваются аспекты выбора электродинамических вибростендов для испытаний и их применение в приборо- и машиностроении.

Ключевые слова: вибростенд, привод, магнитное поле, испытание.

The aspects of selection of electrodynamic vibration stands for tests and their application in instrumental and mechanical engineering are considered.

Keywords: vibration stand, drive, magnetic field, test.

Виброиспытания — наиболее распространенный вид испытаний машин и приборов на механические воздействия, которые предусматриваются практически всеми стандартизованными программами. Наиболее распространенным испытательным оборудованием являются электродинамические вибростенды, воспроизводящие линейные колебания на средних и высоких частотах.

Схема привода электродинамического стенда приведена на рис. 1. На неподвижном основании устанавливают состоящий из нескольких деталей статор, представляющий собой симметричную относительно вертикальной оси магнитную систему из стержня *1*, нижней плиты *2* в виде диска, кольца *3* и верхнего диска *4* с круглым отверстием. Магнитная система создает сильное радиальное магнитное поле в узком кольцевом зазоре между стержнем *1* и диском *4* (магнитные силовые линии показаны пунктиром). Этот принцип используется в большинстве активных электроакустических систем.

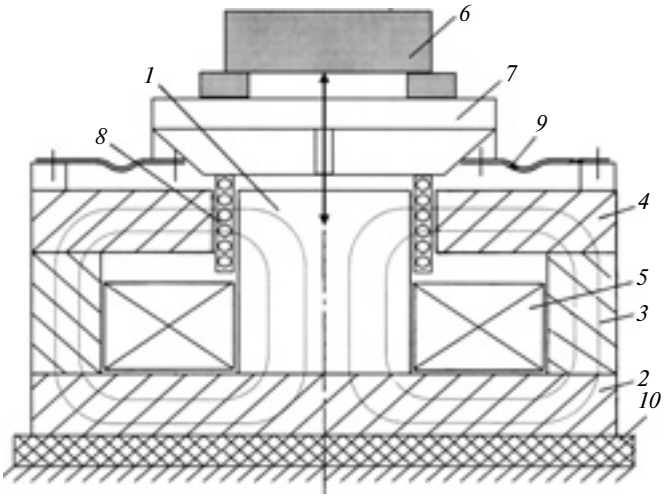


Рис. 1. Схема привода электродинамического стенда

При остаточном магнитном поле элементы изготовляют из магнитожестких материалов. В мощных вибростендах магнитное поле создается постоянным током, обмотка *5* намагничивания занимает почти все кольцевое пространство внутри статора. В этом случае элементы магнитной системы изготовляют из материалов с высокой магнитной проницаемостью.

Испытуемый объект *6* устанавливают на подвижном столе *7*, с которым жестко соединена катушка *8*, расположенная между стержнем *1* и диском *4*. Стол должен свободно перемещаться только по вертикали. Использование каретки, перемещающейся по направляющим, недопустимо, так как при небольших амплитудах колебаний происходит их локальный износ.

Обычно подвижную систему с испытуемым объектом подвешивают на упругих элементах *9* в виде тонких пластин, мембран или стержней, которые должны обеспечивать достаточно большие линейные перемещения по основной оси (в данном случае — по вертикали) и исключать остальные линейные и угловые перемещения. Для получения вертикальных перемещений, близких к прямолинейным, упругие элементы устанавливают попарно и разносят по вертикали так, чтобы они образовали совокупность упругих параллелограммов (рис. 2). Как правило, устанавливают по три — четыре пары упругих элементов на верхнем и нижнем уровнях. Амплитуды их перемещений в результате растяжений составляют ≈10 мм. Упругая система должна иметь достаточно малую жесткость в осевом направлении и очень большую в поперечном. Демпфирование (механическое и индукционное) должно быть достаточно большим, чтобы исключить резонансные явления на собственной частоте продольных и изгибных колебаний элементов системы подвеса.

В обмотку подвижной катушки от генератора через мощный усилитель подается переменное напряжение. Переменный ток в катушке, взаимодействуя с постоянным магнитным полем в зазоре, создает переменную осевую силу той же частоты, под действием которой стол с объектом совершает вынужденные колебания по вертикали. При большой грузоподъемности потребляемая мощность стенда составляет десятки киловатт. Мощные электродинамические стенды обладают высокой виброактивностью, для уменьшения которой применяют амортизаторы, например, в виде упругой прокладки *10* (см. рис. 1).

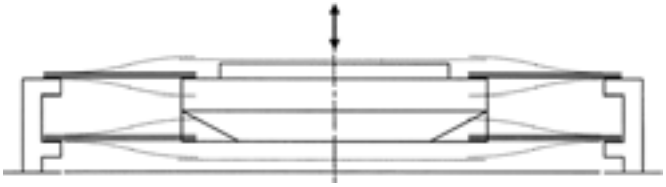


Рис. 2. Схема установки стержневых упругих элементов

В последние годы широкое распространение получили электродинамические вибростенды с горизонтальной компоновкой. При установке большого объекта стол перемещается по направляющим с газостатическими опорами. В этом случае подвижная часть не нагружается силами тяжести, т. е. снимаются жесткие ограничения по массе объекта. Преимуществом таких вибростендов является широкий диапазон частот — от единиц герца до 2 кГц и больше, вполне достаточный для испытания электронной аппаратуры.

Основными показателями, определяющими работу таких стендов, являются: сила тока, а следовательно, создаваемая осевая сила (при фиксированных массах); линейные ускорения (амплитуды виброускорений) и перемещения (амплитуды виброперемещений). Величина осевой силы зависит от плотности тока в намотке катушки, так как недопустим ее сильный нагрев даже при принудительном воздушном охлаждении. Реально максимальные осевые силы могут достигать нескольких десятков килоньютонов, при габаритных размерах магнитопровода ≈1 м, а расход электроэнергии — нескольких десятков киловатт. Распределение масс подвижных частей со столом и испытуемого объекта может варьироваться, но сила, действующая на объект, не должна превышать 10 кН.

Требования к вибрационным стендам с амплитудой виброперемещений до 15 мм и виброускорениями до 1200 м/с^2 устанавливает ГОСТ 25051.4—83 [1]. Основной характеристикой стенда является амплитудно-частотная — зависимость номинальной амплитуды $F_н$, создаваемой силой F, от частоты f. Так как в движение приводится суммарная масса $m = m_{п.с} + m_{и.о}$ (где $m_{п.с}$ — масса подвижной системы стенда; $m_{и.о}$ — номинальная масса испытуемого объекта), то допускается указывать только диапазон ускорений массы $m_{и.о}$. Ускорения измеряют в установленной контрольной точке подвижной системы. Погрешности измерений виброускорений и амплитуды виброперемещений в контрольной точке не должны превышать 15 %.

Качество работы стенда определяют его эксплуатационные характеристики: отношение номинальной силы к расходуемой мощности в заданном диапазоне частот; время выхода на установившийся режим (≈0,5 ч); гарантированное время непрерывной работы (≈8 ч); уровни радиопомех и вибрационного шума стола (добавляются к воспроизводимым вибрациям); стабильность амплитуд колебаний; коэффициенты гармоник; поперечные составляющие ускорений; рассеяние индукции магнитного поля над столом; максимальная разность температур стола и окружающей среды; активное сопротивление катушки намагничивания; активное сопротивление и индуктивность подвижной катушки (при питании от силовой трехфазной сети переменного тока напряжением 220/380 В); наработка на отказ (от 500 до 2000 ч).

Кроме того, стенд должен быть оснащен устройствами: защиты частей от повреждений; сигнализации о сбоях в работе; датчиками ускорений, перемещений, выходного тока и напряжения; цифровой индикации частоты; контроля временных параметров; спектрального анализа. Требования к безопасности стендов устанавливают ГОСТ 12.2.007.0—75 и Правила устройства электроустановок.

В ГОСТ 25051.4—83 подробно изложены методы и процедуры контрольных испытаний вибростендов. Кроме требований к амплитудам виброперемещений и виброускорениям по продольной оси обычно налагаются жесткие ограничения на форму синусоиды, поперечные и угловые перемещения и ускорения. Они обусловлены единством правил испытаний и часто затрудняют проектирование стендов, так как противоречат реальным условиям работы испытуемых изделий.

При создании электродинамических вибростендов основное внимание уделяется проектированию подвижной части и упругого подвеса, который центрирует подвижную часть по оси колебаний. Эксплуатация рассматриваемого типа вибростендов показала, что наименее надежными являются упругие элементы подвеса, которые следует изготовлять из немагнитных и желательно неметаллических материалов, чтобы избежать вихретокового нагрева. При этом они должны иметь высокую долговечность при больших знакопеременных нагрузках и не резонировать во всем диапазоне рабочих частот.

Система подвеса на упругих элементах должна обеспечивать только осевые перемещения, т. е. относительно боковых перемещений и углов поворота должна быть жесткой. Наиболее распространенными схемами подвешивания являются стержневые и мембранные (гофрированные или с вырезами). При линейных перемещениях стола упругие элементы одновременно и изгибаются, и растягиваются, при этом, чем стержни короче, тем больше проявляются отрицательные растяжения. Очень высокая радиальная жесткость упругих элементов и их креплений ограничивает осевые перемещения, так как при больших жесткостях возникают большие напряжения растяжения, которые кроме снижения прочности могут существенно искажать закон изменения ускорений. Чтобы надежно получать большие перемещения, длина упругих элементов должна быть, по крайней мере, в 1,5 раза больше амплитуды виброперемещений. Для этого необходимо максимально разнести места крепления упругих элементов и соответственно увеличить габаритные размеры. Амплитуда колебаний ограничивается допустимыми деформациями упругих элементов и вертикальным размером зазора между полюсами, в котором напряженность магнитного поля можно считать постоянной.

Необходимо учитывать и механические факторы. Установка на столе тяжелых объектов вызывает упругий прогиб, который уменьшает предполагаемое пе-

ремещение вниз. Для устранения этого фактора испытуемый объект подвешивают на амортизаторах небольшой жесткости и исключают резонанс системы подвеса. Смещение подвижной части под весом объекта от среднего положения можно устранить подачей в катушку компенсирующего постоянного тока, однако при этом уменьшаются максимальные амплитуды.

Для получения магнитного поля большой напряженности кольцевой зазор должен быть максимально маленьким, что обусловливает уменьшение площади сечения проводника и увеличение плотности тока, при этом требуется интенсивное охлаждение. Остов катушки из неметаллического материала выполняют тонким для свободного перемещения в узком кольцевом зазоре. Необходимо обеспечить монолитное надежное виброустойчивое соединение медного проводника, который значительно нагревается при работе, с остовом катушки. Критичными являются соединения упругих элементов и катушки со столом.

Недостаток электродинамических вибростендов — наличие сильных внешних электромагнитных полей рассеяния, которые создают значительные помехи при испытании электронной аппаратуры. Конструктивные трудности создает применение защитных экранов, которые при вибрационных воздействиях не должны резонировать. Виброактивность электродинамических стендов не вызывает трудности, поскольку масса неподвижной магнитной системы больше массы подвижных частей, поэтому достаточно установить ее на обычные амортизаторы. Следует иметь в виду, что высокочастотные вибрации быстро затухают.

Достоинство данных стендов — возможность управлять вибрациями, непрерывно и медленно изменяя частоту и амплитуду напряжения питания катушки во всем их диапазоне или ступенчато без остановки стенда в соответствии с программой испытаний. Амплитуду вибраций можно задавать по току или напряжению, но без получения высокой точности. Для точной установки амплитуды виброускорений используют встроенный в стол штатный виброизмерительный прибор (чаще акселерометр), а также ручную или автоматическую подстройку. Испытания на электродинамическом вибростенде можно автоматизировать.

Мощные вибростенды чаще всего проектируют и изготовляют индивидуально, в одном или нескольких экземплярах, реже мелкими сериями. Все они подвергаются испытаниям и аттестации.

Достоинством электродинамических вибростендов является также воспроизведение несинусоидальных, полигармонических и с непрерывным спектром законов движения, что часто предусматривается в типовых программах испытаний изделий электроники. Воспроизводимые на стенде законы движения можно задавать в виде записей процессов во времени, спектральной плотности или суммы гармоник с определенными частотами. В этих случаях генератор переменного (синусоидального) тока заменяют устройством воспроизведения записи или генератором белого шума. Электродинамические вибростенды, работающие, как правило, на зарезонансных режимах, расходуют большие мощности. Рассматривалась возможность сочетания электродинамического способа создания силы с резонансными свойствами подвижной массы на упругом подвесе, совершающей автоколебания на собственной частоте. Однако при этом сужается возможный диапазон частот. Известны попытки механического перестраивания собственных частот подвижных частей стендов, но это значительно усложняет конструкцию. Преобразование электрической энергии в механическую энергию в вибростендах возможно также на основе магнитострикции и пьезоэффекта. Эффект магнитострикции заключается в том, что в магнитном поле размеры тела из ферромагнитного материала изменяются.

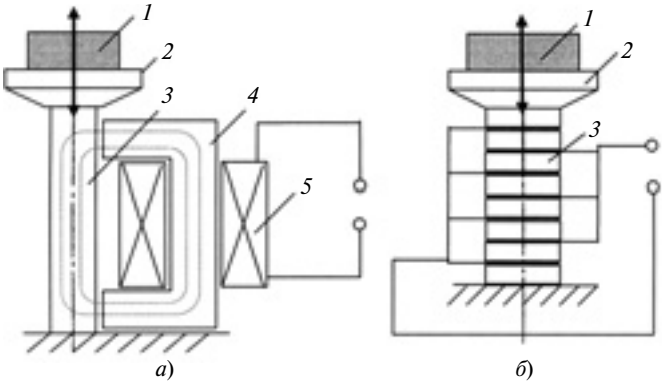


Рис. 3. Схема магнитострикционного стенда

Приводная часть стенда строится по схеме электромагнита. На рис. 3, *а* представлена схема магнитострикционного стенда. Переменное магнитное поле (силовые линии показаны пунктиром), проходящее через длинный вертикальный сердечник *3* и дополнительную магнитную систему *4*, создается катушкой *5* с обмоткой, питаемой от генератора регулируемой частоты; вибрационное воздействие на стол *2*, а следовательно, на испытуемый объект *1*, создают изменением длины сердечника. Достоинством магнитострикционного вибростенда является простота конструкции, недостатком — небольшие амплитуды линейных виброперемещений, не превышающие 0,001 длины сердечника. Приемлемые амплитуды ускорений достигаются только на высоких частотах (сотни и тысячи герц). Такие стенды используют преимущественно для исследовательских испытаний.

Действие пьезоэлектрического стенда основано на изменении в электрическом поле размеров пластины из пьезоэлектрического материала, например специальной пьезокерамики. Основным элементом стенда (рис. 3, *б*) является стержень *3*, состоящий из пластин (дисков) пьезоэлементов, между которыми расположены электроды с чередующейся полярностью. Изменение размера стержня пропорционально напряженности электрического поля, т. е. разности потенциалов. Деформации пластин суммируются, перемещение последней пластины передается столу *2* и испытуемому объекту *1*. Данные стенды, как и магнитострикционные, воспроизводят только небольшие амплитуды сил и перемещений и применяются исключительно для испытаний объектов небольшой массы, например, изделий микроэлектронной техники, на высоких частотах. Их недостаток — хрупкость пьезокерамики.

При высоких частотах измерение амплитуд виброускорений возможно только пьезоакселерометрами. Измерение виброперемещений с амплитудами менее микрометра, практически невозможно.

Для всех высокочастотных вибростендов независимо от принципа действия существуют ограничения, обусловленные динамической податливостью подвижных частей на частотах в несколько сотен герц и выше, при которых проявляется упругость стола, а амплитуды виброускорений в разных его точках существенно различаются и возникает естественная неопределенность амплитуд испытательных воздействий. При проектировании подвижных частей вибростенда обязателен расчет собственных частот. Конструкции сложных форм рассчитывают методом конечных элементов.

Трудность воспроизведения режимов с определенными параметрами состоит в том, что при соизмеримых массах и жесткостях объекта и стола образуется единая динамическая система, и нагрузки, передаваемые стендом на объект, зависят не только от суммарной подвижной массы, но и от собственных частот колебаний стола и объекта. Поэтому встроенный датчик линейных ускорений следует располагать на столе как можно ближе к месту крепления объекта, а в процессе испытаний контролировать именно амплитуду ускорений независимо от усилий, создаваемых виброприводом.

Рассмотрим несколько серийно выпускаемых вибростендов. В вибростендах фирмы GEARING & WATSON кроме стандартных программ предусмотрена возможность программирования произвольных законов перемещения, скорости и ускорения. Стенды строятся по модульному принципу на основе модулей вибродвигателей и вибровозбудителей, определяющих основные параметры (диапазоны сил и перемещений); модулей подвижных частей, к которым крепится объект испытаний; систем автоматического программного управления. Разработан широкий ряд типоразмеров стендов и их составляющих. Подвижная часть большинства стендов крепится на упругой подвеске, но есть модули столов с горизонтальными направляющими с гидростатическими опорами. Выпускаются пристраиваемые к объектам испытаний инерционные вибраторы. Фирма выпускает стенды: большой (10÷53 кН), средней и малой мощности; большой и средней грузоподъемности (диаметр стола 127÷640 мм); с массой подвижных частей от 1,7 до 81 кг; диапазоном виброперемещений от 23 до 63 мм; максимальным усилием, прикладываемому к объекту, от 1,6 до 53 кН; максимальным ускорением до 100*g* при синусоидальной вибрации и 100*g* или на 10÷20 % ниже при случайной вибрации; максимальной скорости от 0,8 до 1,8 м/с; фактически допускаемая масса объекта до 750 кг; потребляемая мощность 2,7÷70 кВт. Стенды большой и средней грузоподъемности имеют воздушное охлаждение и амортизаторы.

Фирма LING ELECTRONICS специализируется на выпуске мощных вибростендов с параметрами: диапазон виброперемещений (удвоенная амплитуда) — 50 мм; максимальное усилие, прикладываемое к объекту, — до 250 кН; максимальное ускорение — до 100*g*; максимальная скорость — 1,8 м/с; допускаемая масса объекта — до 1360 кг; потребляемая мощность — до 440 кВт. В стендах средней мощности предусмотрено воздушное охлаждение, большой мощности — водяное. Выпускаются также электродинамические вибростенды для акустических испытаний с давлением до 160 дБ и установки для низких (10÷1000 Гц), средних (до 2 кГц) и высоких (до 10 кГц) частот. Мощность систем — 4÷10 кВт.

Корпорация Data Physics выпускает вибростенды нескольких серий, одна из них — министенды V2, V4 и др., предназначены для испытания изделий микроэлектроники. Масса их подвижных частей — от 10 г до 0,5 кг; диапазон виброперемещений — от 2,5 до 50 мм; максимальное усилие, прикладываемое к объекту, — от 10 до 10 000 Н; максимальное ускорение при синусоидальной вибрации — от нескольких десятков до 100*g*; максимальная скорость ≈1 м/с. Разработаны стенды, воспроизводящие только вертикальные вибрации, а также воспроизводящие вертикальные и горизонтальные с переориентацией оси на 90°. Есть модификации с присоединением к вибратору сдвижной платформы. Одна из модификаций конструктивно объединяет три вибратора, что позволяет перемещать стол с объектом одновременно по трем ортогональным осям.

Ввиду необходимости при испытаниях одновременного воздействия постоянных и переменных центробежных нагрузок выпускаются комбинированные стенды — виброфуги. Принцип их построения — на плече центрифуги устанавливается вибростенд. Виброфуги серийно выпускает фирма Active Dynamics. Габаритные размеры — больше 10 м. Ротор центрифуги — балка, на коротком конце которой установлен регулируемый по положению противовес, на длинном конце (≈4 м) — вибростенд, поворачивающийся вокруг горизонтальной оси, что позволяет задавать необходимое угловое положение оси виброускорений. Центробежное ускорение установки — до 80*g* с точностью 0,1 %. Масса объекта — до 120 кг. Вибратор создает линейные вибрации до 50 кН с амплитудой до 25 мм и виброускорением до 80*g* на частотах от 10 до 2000 Гц.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 25051.4—83.** Установки испытательные вибрационные электродинамические. Общие технические условия. М.: Изд-во стандартов.
2. **ГОСТ 12.2.007.0—75.**
3. **Челпанов И. Б.** Автоматические технологические машины и оборудование. Испытания машин. Санкт-Петербург: СПбГПУ, 2008. 296 с.
4. **Евстифеев М. И., Розенцвейн Д. В., Челпанов И. Б.** Анализ прочности упругих подвесов микромеханических гироскопов // Гироскопия и навигация. 2009. № 3. С. 22—34.
5. **Евстифеев М. И., Степанов О. А., Челпанов И. Б.** Испытания микромеханических приборов. Санкт-Петербург: ОАО "Концерн "ЦНИИ "Электроприбор", 2013. 210 с.