ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

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)

11

2017

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

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

Адрес редакции:

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

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций
Учредитель: А.И. Савкин

Индекс: **27841** ("Пресса России")
Цена свободная

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Клебанов Я. М., Мурашкин В. В., Поляков К. А., Данильченко А. И. — Динамическая нагруженность массивных сепараторов высокоскоростных шарикоподшипников . 3

Захаров М. Н., Ларюшкин П. А., Эрастова К. Г. — Определение геометрических параметров плоского пятизвенного механизма из условия обеспечения его устойчивой работы в заданной области 10

Кушнир А. П., Курнасов Е. В. — Оптимизация параметров подруливающего устройства 14

Герасимов С. И., Ерофеев В. И., Камчатый В. Г., Кикеев В. А. — Поперечное движение метаемого объекта в стволе легкогазовой пушки 17

Рузметов М. Э., Ходжиев М. Т., Шин И. Г. — Расчет и проектирование привода транспортирующего устройства для складирования волокнистого материала 22

Сергеев Ю. С., Сергеев С. В., Дьяконов А. А., Кононистов А. В., Карпов Г. Е., Микрюков А. А. — Автоматизированная система мониторинга самосинхронизирующихся виброприводов 27

Нижегородов А. И. — Анализ и синтез универсальной вибрационной машины с гидрообъемным возбуждением колебаний. Часть 1 31

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Емаев И. И., Криони Н. К., Нигматуллин Р. Г., Шустер Л. Ш. — Влияние температуры и давления на трибологические свойства пластичных смазочных материалов, модифицированных углеродным каркасом 37

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кочешков И. В. — Системно-структурный аспект создания материалов с заданными уникальными свойствами 40

Жарков В. А. — Испытания материалов. Анизотропия листов и ее влияние на листовую штамповку 46

Дмитриев Б. М. — Термическая жесткость несущей системы металлорежущего станка 56

Екименко А. Н. — Перспективные технологии изготовления коррозионно-устойчивых забивных свай 59

Гасанли Р. К., Асланов З. Ю. — Оптимизация режимов обработки шлицевых валов для повышения работоспособности редуктора 65

Бушуев Вл. В., Бушуев В. В., Новиков В. А. — Кинематические погрешности цепи обката зубофрезерных станков нового поколения с прямыми приводами вращения инструмента и заготовки 70

Табаков В. П., Чихранов А. В. — Взаимосвязь состава износостойких покрытий с параметрами структуры, механическими свойствами и функциональными параметрами процесса резания 76

Комаишко С. Г., Кулик Г. Н., Суздаль К. В. — Технологическая наследственность в машиностроении. Часть 1 81

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Албагачиев А. Ю., Мамедова И. Ю., Соколова М. Л., Мильчакова Н. Е. — Промышленный дизайн и применение принципов универсальности при проектировании технических изделий 84

Пухальский В. А. — Совершенствование терминологии в технологии машиностроения и металлообработке 86

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Klebanov Ya. M., Murashkin V. V., Polyakov K. A., Danil'chenko A. I. — Dynamic loading of solid retainers of high-speed ball bearings 3

Zakharov M. N., Laryushkin P. A., Erastova K. G. — Determination of geometric parameters of plain five-link mechanism from condition of assurance of its operation stability in specified area 10

Kushnir A. P., Kurnasov E. V. — Optimization of thruster parameters 14

Gerasimov S. I., Erofeev V. I., Kamchatyi' V. G., Kikeev V. A. — Lateral movement of missile object on light-gas cannon barrel 17

Ruzmetov M. E., Khodzhiev M. T., Shin I. G. — Analysis and design of transporting device drive for storage of fiber material 22

Sergeev Yu. S., Sergeev S. V., D'yakonov A. A., Kononistov A. V., Karpov G. E., Mikryukov A. A. — Automated monitoring system of self-synchronizing vibration drives 27

Nizhegorodov A. I. — Analysis and synthesis of universal vibration machine with hydro-volume vibration excitation. Part 1 31

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Emaev I. I., Krioni N. K., Nigmatullin R. G., Shuster L. Sh. — Influence of temperature and pressure on tribological properties of plastic lubricants, modified by carbon frame 37

MANUFACTURING ENGINEERING

Kocheshkov I. V. — System and structural aspect of materials development with specified unique properties 40

Zharkov V. A. — Tests of materials. Sheets anisotropy and its influence on sheet stamping 46

Dmitriev B. M. — Thermal stiffness of bearing system of metal-cutting machine 56

Ekimenko A. N. — Prospective production technologies of corrosion-resistant driving piles 59

Gasanli R. K., Aslanov Z. Yu. — Optimization of processing spline shafts for improvement of reducer working capacity 65

Bushuev Vl. V., Bushuev V. V., Novikov V. A. — Kinematic errors of generating train of new-generation gear milling machines with direct drives of tool and billet rotation 70

Tabakov V. P., Chikhranov A. V. — Correlation of wear resistance coatings composition with structure parameters, mechanical properties and functional parameters of cutting process 76

Komaishko S. G., Kulik G. N., Suzdal' K. V. — Technological heredity in mechanical engineering. Part 1 81

TECHNICAL INFORMATION

Albagachiev A. Yu., Mamedova I. Yu., Sokolova M. L., Mil'chakova N. E. — Industrial design and universality principles application in the process of technical products engineering 84

Pukhal'skiy V. A. — Improvement of terminology in manufacturing engineering and metal-working 86

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

Сдано в набор 25.09.2017. Подписано в печать 19.10.2017.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2017

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.822.73.001.57

Я. М. КЛЕБАНОВ, д-р техн. наук (Самарский ГТУ), В. В. МУРАШКИН, канд. техн. наук (ЦСКБ ЕПК, г. Самара), К. А. ПОЛЯКОВ, канд. физ.-мат. наук (Самарский ГТУ), А. И. ДАНИЛЬЧЕНКО, канд. техн. наук (Самарский аэрокосмический университет), e-mail: jklebanov@mail.ru

Динамическая нагруженность массивных сепараторов высокоскоростных шарикоподшипников

Разработана численная динамическая модель шарикоподшипника с угловым контактом и масляной смазкой, позволяющая исследовать движение деталей подшипника, обладающих шестью степенями свободы. Проанализированы основные параметры, характеризующие нагруженность сепаратора подшипника. Выполнен анализ влияния основных конструктивных параметров нескольких шарикоподшипников на условия работы их сепараторов при эксплуатации.

Ключевые слова: шарикоподшипник, сепаратор, многомассовая динамика, контактные силы, инерционные нагрузки, ускорения.

The numerical dynamic model of a ball-bearing with angular contact and oil lubricant, which allows to study movement of the bearing parts, having six degrees of freedom, is developed. The general parameters, characterizing loading of bearing retainer, are analyzed. The influence of general structural parameters of several ball-bearings on in-service operation conditions of their retainers is analyzed.

Keywords: ball-bearing, retainer, multi-mass dynamics, contact forces, inertia loads, accelerations.

Шарикоподшипники нередко являются самыми критичными узлами машин, отказ которых может повлечь значительный ущерб для машины в целом. Особенно это касается газотурбинных двигателей, высокие частоты вращения которых сочетаются с большими нагрузками и повышенной температурой. Динамическая перегрузка подшипников может привести к внезапному и катастрофическому отказу задолго до исчерпания их расчетного ресурса. Снижение динамических перегрузок сепараторов является одним из наиболее важных направлений обеспечения заданных эксплуатационных характеристик и долговечности подшипников качения. При больших частотах вращения и перекосах колец нестабильность движения и ударные нагрузки сепаратора часто являются источником неудовлетворительной работы подшипникового узла и даже разрушений.

Наиболее полный теоретический анализ условий работы подшипников в настоящее время может быть выполнен с использованием компьютерных численных моделей динамики подшипников. Такой анализ позволяет выбрать оптимальные конструкторские решения, проанализировать динамику не только подшипника, но и ротора, найти причины ненормальной работы, опасных вибраций и поломок подшипника.

Впервые динамическая модель шарикоподшипника была предложена в работе [1]. В ней взаимодействие шариков с сепаратором учитывалось путем задания кинематической связи, при которой во время контакта шарика и кольца относительная скорость считалась нулевой и использовалась упрощенная модель смазывания в контакте. В работе [2] рассматривался радиально-упорный шарикоподшипник, находящийся под осевой нагрузкой. Определялись кинематические и силовые параметры, а также контактные деформации путем составления уравнений равновесия шариков и внутреннего кольца с добавлением связей. Уравнения связей являлись, по существу, уравнениями совместности деформаций, так как в них входили локальные упругие контактные деформации шариков и колец. Получившаяся система нелинейных уравнений решалась методом Ньютона. Более общая и более точная динамическая модель шарикового подшипника была представлена в работе [3]. В этой модели использована система дифференциальных уравнений динамики движения для шариков, сепаратора и кольца. Шарики и сепаратор имели по шесть степеней свободы, одно кольцо было закреплено, другое имело две поступательные степени свободы (в осевом и радиальном направлениях). В модели недостаточно точно были представлены контактные взаимодействия элементов подшипника — эти взаимодействия рассматривались как чисто упругие, а демпфирование за счет масляной пленки и упругого гистерезиса не учитывалось. Не

учитывалось также и влияние кривизны контактной поверхности.

Динамическая модель шарикоподшипника, в которой сепаратор имеет шесть степеней свободы, рассматривалась и в работах [4—6]. Существенный вклад в изучение динамики сепараторов шариковых подшипников внесли также работы [7—10]. Многие из недостатков, присущих предложенной в работе [3] динамической модели, были устранены в работе [11].

Сложилось два направления моделирования. Первое направление, развивающееся уже более 30 лет, предполагает составление уравнений контактных взаимодействий, дифференциальных уравнений движения для системы твердых тел — деталей подшипника или ротора с учетом геометрии, кинематики, внешних нагрузок, и численное решение всей системы уравнений на компьютере с помощью специально написанной программы. Этот подход универсален, с его помощью можно учесть почти все особенности физического процесса, но он очень трудоемок на подготовительном этапе при том, что сходимость математического решения заранее не ясна. К наиболее известным специализированным программам динамики подшипников качения относятся программы ADORE, BEAST, CAGEDYN, DBM, CABA3D.

Второе направление предполагает использование одного из современных универсальных пакетов инженерного анализа многомассовой динамики, к которым относятся ADAMS, SIMPACK, Универсальный механизм, DADS, Dymola, Virtual.Lab и др. Эти пакеты существенно ускоряют подготовку численной модели, но могут ограничивать выбор уравнений контактных взаимодействий и связей. Проблема сходимости математического решения сохраняется и в этом подходе, однако в мощных компьютерных пакетах имеются инструменты для улучшения сходимости решения. Перечисленные программные средства создают твердотельные модели, но в них при необходимости могут быть встроены процедуры импорта и использования податливых частей.

Созданные с использованием пакета ADAMS трехмерные модели шарикоподшипников, допускающие шесть степеней свободы движения деталей, описывающие нелинейные контактные деформации и упругогидродинамическое контактное взаимодействие, рассматривались в работах [12—17].

В данной статье рассматривается моделирование динамики высокоскоростных шарикоподшипников с массивными сепараторами, позволяющее изучить особенности поведения и нагруженность сепараторов в зависимости от конструктивных особенностей и условий работы подшипников. Разработанная методика моделирования опирается на следующие предпосылки:

1. Динамическая многомассовая твердотельная модель подшипника создается в CAE MSC.ADAMS.

2. Сепаратор и тела качения обладают шестью степенями свободы; наружное кольцо неподвижно, положение его оси соответствует заданному углу перекоса; внутреннее кольцо обладает тремя степенями свободы — углы расположения его оси неизменны, а угловая скорость вокруг этой оси задается.

3. Нормальные контактные силы в зонах геометрического взаимодействия деталей подшипника соответствуют теории упругого контакта.

4. Силы трения между деталями подшипника соответствуют условиям гидродинамического контактного взаимодействия.

5. Учитываются все инерционные нагрузки, включая гироскопические моменты.

Нормальная сила в контакте шарик — кольцо подшипника с учетом гистерезисного и масляного демпфирования рассчитывается по формуле

$$P = K_p\delta^{3/2} + (C_h + C)v_N.$$

Здесь v_N — нормальная составляющая относительной скорости; δ — деформация в контакте шарика и дорожки, мм; C — демпфирование в масляной пленке, определяется на основе данных испытаний по эмпирическим формулам [18—20]; C_h — гистерезисное демпфирование, определяется зависимостью

$$C_h = \frac{3K_p\alpha_c\delta^{3/2}}{2},$$

где α_c — коэффициент, равный для стали и бронзы 0,08÷0,32 с/м; K_p — коэффициент, определяющий жесткость упругого контакта, может быть рассчитан с использованием МКЭ или по формулам Герца [21]:

$$K_p = \left(\frac{1}{2{,}789\cdot 10^{-4}\delta^*(\Sigma\rho)^{1/3}}\right)^{3/2}. \qquad (1)$$

В формуле (1) $\Sigma\rho$ — сумма главных кривизн контактирующих поверхностей, мм$^{-1}$; $\delta^* = \frac{2F}{\pi}\left(\frac{\pi}{2k^2E}\right)^{1/3}$, где $F = 1{,}5277 + 0{,}6023\ln(R_y/R_x)$, $k = 1{,}0339(R_y/R_x)^{0{,}636}$, $E = 1{,}0003 + 0{,}5968(R_y/R_x)$, $R_x = (\rho_{x1} + \rho_{x2})^{-1}$, $R_y = (\rho_{y1} + \rho_{y2})^{-1}$, ($\rho_{x1}$, ρ_{x2}, ρ_{y1}, ρ_{y2} — кривизны контактирующих поверхностей, x, y — оси эллипса контакта, 1 и 2 — номера контактирующих поверхностей).

Большинство исследователей рассматривают скольжение тел качения по дорожкам качения для двух противоположных случаев: 1) абсолютно жесткие элементы подшипников смазываются жидкостью, имеющей постоянную вязкость (традицион-

ная теория динамики жидкости); 2) упругие детали подшипников смазываются жидкостью, вязкость которой зависит от давления (упругогидродинамическая теория). Вместе с тем на практике большинство высокоскоростных подшипников эксплуатируется при относительно низких нагрузках, когда возникают условия, промежуточные по отношению к режимам 1 и 2. Для описания гидродинамических сил трения в контакте между телами качения и дорожками качения в этом случае используют уравнения, основанные на допущении, что поверхности элементов подшипников остаются недеформируемыми, но свойства смазки зависят от давления. Такой режим контактного взаимодействия жестких тел с пьезовязкой смазкой в литературе получил название режима пьезовязкожесткого качения. В работе [22] указывается, что упругогидродинамический режим трения возникает при контактном давлении 600÷4000 МПа. Для рассматриваемых высокоскоростных шарикоподшипников при рабочих нагрузках контактное давление, как правило, заметно меньше указанной нижней границы.

На величину коэффициента трения при гидродинамическом контакте влияют и скорость качения, и скорость скольжения. Как показывает анализ экспериментальных данных, при пьезовязкожестком контактном взаимодействии влияние на коэффициент трения скорости качения по сравнению с влиянием скорости скольжения можно считать незначительным [23]. Кроме того, так как в расчетах гидродинамических сил обычно достаточно использовать теоретическую скорость качения, то при постоянной частоте вращения подшипника этот параметр остается неизменным.

Взаимодействие между сепаратором и опорным кольцом, шариками и сепаратором для рассматриваемых подшипников осуществляется с относительно малыми силами, так что гидродинамический режим пьезовязкой смазки жестких тел и в этом случае является основным по сравнению с упругогидродинамическим или чисто упругим. Эти взаимодействия принимаются аналогичными взаимодействию между шариками и кольцами: нелинейный упругий герцевский контакт и контактное демпфирование с той разницей, что демпфирование, обусловленное масляным клином, не учитывается. В выполненных расчетах зависимость коэффициента трения от скорости скольжения принималась в соответствии с экспериментальными данными [24]: максимальное значение коэффициента трения, равное 0,11, достигается при скорости скольжения 0,075 м/с, а при скорости скольжения 0,35 м/с и выше коэффициент трения равен 0,08. Для определения моментов вязкого сопротивления среды движению тел качения и сепаратора использовались зависимости, приведенные в работах [21, 25].

В качестве начальных значений скоростей деталей подшипника принимаются теоретические значения, соответствующие движению без скольжения в предположении отсутствия зазоров и несоосности колец подшипников. Если при моделировании с самого начала задавать ненулевое значение перекоса осей колец подшипника, то на достижение установившегося движения деталей подшипников затрачивается значительное машинное время. С учетом этого в соответствии с принятой методикой моделирование динамики подшипника выполняется в три временных этапа. Первый этап включает в себя моделирование движения частей подшипника без перекоса. На этом этапе устанавливается положение внутреннего кольца, движения шариков и сепаратора стабилизируются в соответствии с фактическими зазорами и заданными внешними силами — осевой и радиальной. На втором этапе внешнее кольцо плавно разворачивается на заданный угол перекоса. Закон изменения угла поворота внешнего кольца задается в виде кубической зависимости от времени. Продолжительность второго этапа соответствует половине оборота сепаратора. На третьем этапе моделирования после достижения установившегося режима вращения могут быть определены динамические параметры движения частей подшипника, соответствующие заданному перекосу. При таком подходе легко обеспечивается сходимость математического решения.

С использованием разработанной модели был выполнен анализ влияния основных конструктивных параметров нескольких шарикоподшипников на нагруженность их сепараторов. Как уже указывалось, на сепаратор высокоскоростного подшипника действуют усилия со стороны тел качения и одного из колец подшипника, силы вязкого сопротивления среды и силы инерции. В связи с перекосом зона взаимодействия сепаратора и кольца, по которому осуществляется базирование сепаратора, располагается с одной из сторон этих деталей.

Так как предполагается, что проскальзывание шариков по дорожке качения незначительно, то центробежные силы инерции, пропорциональные квадрату угловой скорости сепаратора, практически не изменяются при изменении конструктивных параметров. По этой же причине при условии сохранения геометрии сепаратора остаются практически неизменными силы вязкого сопротивления, которые, как правило, существенно меньше усилий между сепаратором и шариками, равно как и усилий между сепаратором и кольцом. В силу изложенного для снижения динамической нагруженности сепаратора перераспределение сил в подшипнике вследствие изменения его конструктивных параметров должно обеспечивать уменьшение сил между сепаратором и шариками, сепаратором и кольцом, а также уменьшение сил инерции. Пос-

Рис. 1. Проекции углового ускорения сепаратора на ось вращения при установившемся режиме вращения за один оборот сепаратора для вариантов 6 (линия *1*) и 2 (линия *2*)

леднее может быть достигнуто путем уменьшения возникающих при работе подшипника углового ускорения сепаратора и линейного ускорения его центра масс.

В качестве первого примера рассмотрим моделирование динамического поведения подшипника А-1126934Р2. Как и для большинства высокоскоростных шарикоподшипников, размеры сепаратора данного подшипника выбирались из условия базирования по наружному кольцу. Особенностью данного подшипника является двухарочная геометрия беговой дорожки внутреннего кольца с эксцентриситетом 0,125 мм.

Коэффициенты контактной жесткости для подшипника А-1126934Р2 согласно формуле (1) составили $K_{pi} = 1{,}44 \cdot 10^6$ Н/мм$^{3/2}$; $K_{po} = 1{,}47 \cdot 10^6$ Н/мм$^{3/2}$, где индексами *i* и *o* отмечены соответственно контакты шарика с внутренним и наружным кольцами. Расчеты проводили для следующих исходных данных: радиальная нагрузка — 3000 Н, осевая нагрузка — 15 000 Н, частота вращения внутреннего кольца — 9480 мин$^{-1}$, перекос наружного кольца — 4′. Сумма моментов, вызванных вязким сопротивлением масляного тумана, составила 609 Н · мм.

Таблица 1

Максимальные силы, действующие на сепаратор подшипника А-1126934Р2

Вариант	Контактные силы, Н		Главный вектор сил инерции, Н	Главный момент сил инерции, Н · м
	со стороны шариков	со стороны наружного кольца		
1	274,0	1024,0	297,0	46,7
2	27,7	74,4	50,3	5,2
3	311,0	1274,0	405,0	81,6
4	355,0	957,0	255,0	58,8
5	290,0	834,0	230,0	38,1
6	271,0	831,0	210,0	34,3

Анализировали следующие варианты конструктивного исполнения подшипника:

1. Номинальные значения параметров: диаметр шариков — 19,05 мм; радиусы дорожек качения наружного и внутреннего колец — 9,81 мм; размеры окон сепаратора: окружной — 20,4 мм, осевой — 19,3 мм; зазор плавания сепаратора — 0,5 мм; радиальный зазор в подшипнике — 0,15 мм.

2. Диаметр шариков по сравнению с вариантом 1 увеличен на 0,075 мм.

3. Сочетание допусков "широкий желоб": по сравнению с вариантом 1 диаметр шариков уменьшен на 0,15 мм, радиусы дорожек качения увеличены на 0,08 мм.

4. Размеры окон сепаратора по сравнению с вариантом 1 увеличены в пределах допусков на изготовление: окружной размер на 0,28 мм, осевой размер на 0,14 мм.

5. Зазор плавания сепаратора по сравнению с вариантом 1 увеличен на 0,27 мм.

6. Радиальный зазор по сравнению с вариантом 1 уменьшен на 0,03 мм.

Корректность выполненных расчетов подтвердилась тем, что расчетная забираемая подшипником мощность примерно соответствовала среднему экспериментальному значению этого параметра при штатном режиме работы — 6758 Вт.

Результаты расчетов, приведенные в табл. 1, показывают, что изменение сил между сепаратором и наружным кольцом, сепаратором и телами качения имеет преимущественно однонаправленный характер. Наибольшее уменьшение нагрузок на сепаратор достигается в варианте 2 — при увеличении диаметра шариков на 0,075 мм. Такое изменение геометрии подшипника существенно повысило стабильность движения сепаратора, о чем можно судить по приведенным в табл. 1 силам инерции: в этом случае минимальными оказались и угловое ускорение сепаратора и линейное ускорение его центра. Достижение при варианте 2 большей стабильности движения сепаратора и снижения виб-

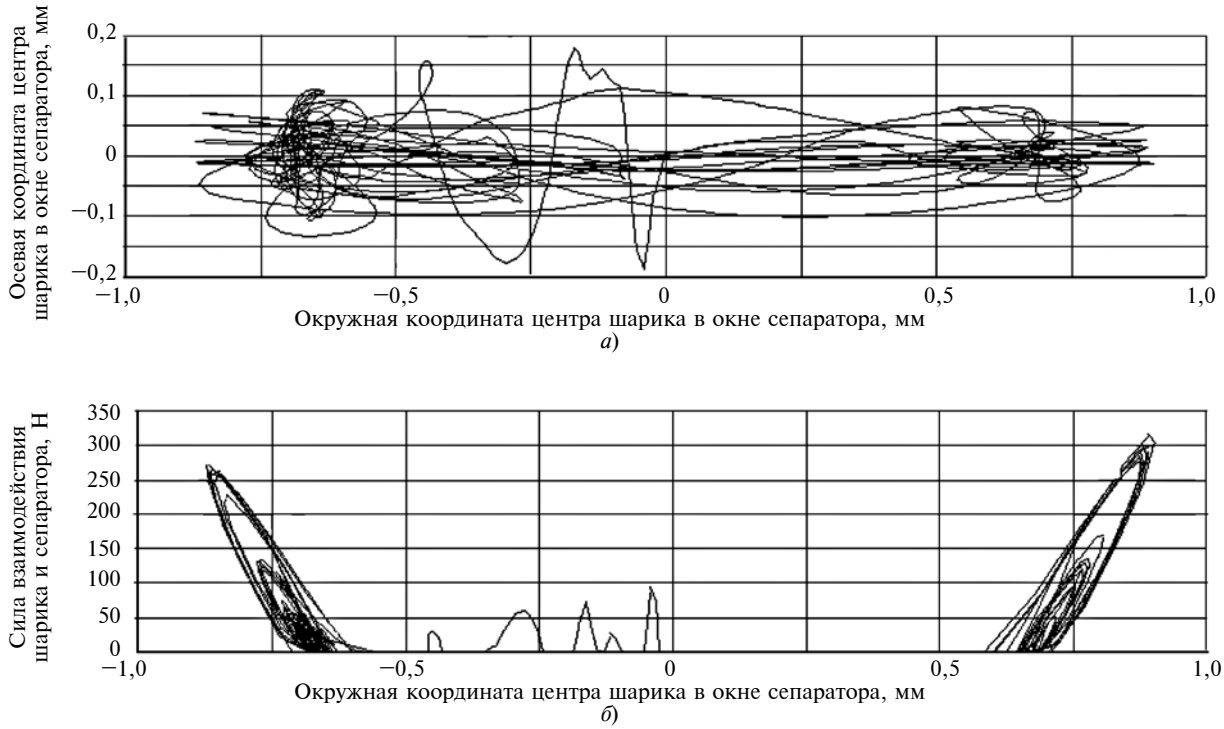


Рис. 2. Траектория движения шарика в окне сепаратора (*а*) и сила их взаимодействия (*б*) для варианта 3

раций в подшипнике подтверждает рис. 1, на котором приведены ускорения вращения сепаратора вокруг оси подшипника.

Заметим также, что при варьировании конструкции подшипника одновременно с уменьшением сил, действующих на сепаратор, часто наблюдается увеличение углов контакта и, как следствие, увеличение сил между шариками и кольцами. Так, при варианте 2 сила между внутренним кольцом и шариками увеличилась по сравнению с вариантом 1 в 1,36 раза (с 1800 до 2448 Н), а между наружным кольцом и шариками — в 1,27 раза (с 2495 до 3164 Н).

В течение каждого оборота сепаратора шарики смещаются внутри своих окон в окружном направлении от одной перемычки к другой, создавая циклическое воздействие на сепаратор. Эти перемещения иллюстрируются на рис. 2, *а*, где относительная траектория движения центра шарика в окне сепаратора показана с учетом контактной деформации. На рис. 2, *б* приведена диаграмма изменения силы взаимодействия шарика и сепаратора в зависимости от расположения шарика за несколько оборотов сепаратора. Нулевое значение координат на рис. 2 соответствует центру окна, а отрицательное направление окружной координаты совпадает с направлением движения окна в инерциальной системе координат.

В качестве еще одного примера рассмотрим моделирование динамики подшипника 35-2310118Е3С1 со сборным текстолитовым сепаратором. Номинальные значения параметров: диаметр шариков — 14,288 мм; радиусы дорожек качения наружного и внутреннего кольца — 7,36 мм; размеры окон сепаратора: окружной — 15,2 мм; осевой — 14,5 мм; зазор плавания — 0,25 мм; радиальный зазор в подшипнике — 0,024 мм; радиальный зазор между сепаратором и внешним кольцом — 0,25 мм; осевой зазор между шариками и стенками окон сепаратора — 0,106 мм; окружной — 0,456 мм.

Коэффициенты контактной жесткости для подшипника 35-2310118Е3С1 согласно формуле (1) составили $K_{pi} \approx K_p = 5{,}2 \cdot 10^5$ Н/мм$^{3/2}$. Расчеты проводили для следующих исходных данных: радиальная нагрузка — 2500 Н, осевая — 1500 Н; частота вращения внутреннего кольца — 2690 мин$^{-1}$. Сумма моментов, вызванных вязким сопротивлением среды, составила 5070 Н · мм.

Были выполнены расчеты, в которых в пределах заданного диапазона задавались разные значения радиального зазора, зазора между сепаратором и внешним кольцом, осевого и окружного зазоров между шариками и стенками окон сепаратора. Их результаты показали, что наибольшее влияние на степень нагруженности сепаратора оказывает радиальный зазор в подшипнике. Влияние остальных параметров при их варьировании в пределах допустимых диапазонов оказалось незначительным.

Для иллюстрации влияния радиального зазора рассмотрим результаты моделирования для следующих расчетных случаев: 1 — радиальный зазор 0,024 мм, перекос осей колец 10′; 2 — радиальный зазор 0,024 мм, перекос осей колец 6′; 3 — радиальный зазор 0,072 мм, перекос осей колец 10′; 4 — радиальный зазор 0,072 мм, перекос осей колец 6′.

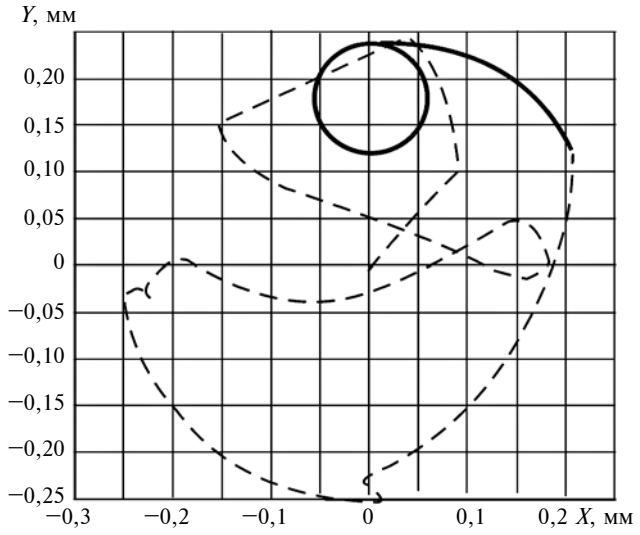


Рис. 3. Траектория центра масс сепаратора для варианта 4:
штриховая линия — часть траектории на первом и втором этапах моделирования, сплошная — на третьем этапе

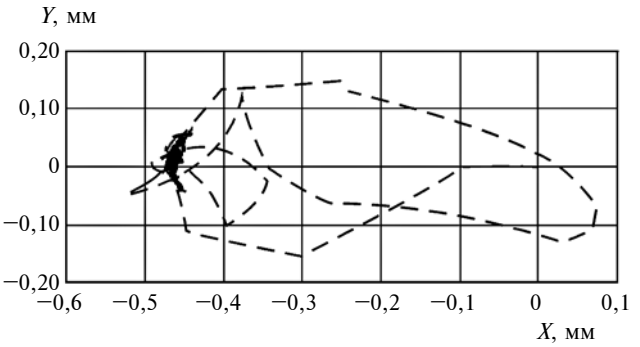


Рис. 4. Траектория относительного движения центра шарика в окне сепаратора для варианта 4:
X — окружное направление, *Y* — осевое; штриховая линия — часть траектории на первом и втором этапах моделирования, сплошная — на третьем этапе

Интересующие нас усилия в установившемся режиме вращения для расчетных случаев 1—4 можно сопоставить по данным табл. 2.

Как видим, увеличение радиального зазора с 0,024 до 0,072 мм положительно сказывается на динамической нагруженности сепаратора. Наиболее существенное уменьшение контактных и инерционных сил отмечается в расчетном случае 4. Анализ полученных результатов показывает, что в этом случае при установившемся режиме вращения сепаратор базируется по шарикам и не взаимодействует с наружным кольцом. Это подтверждает траектория движения центра масс сепаратора в инерциальной системе координат (рис. 3), которая в условиях базирования по телам качения имеет вид окружности. Круговое движение центра масс сепаратора происходит против часовой стрелки, что совпадает с направлением вращения внутреннего кольца подшипника и, соответственно, самого сепаратора.

Траектория относительного движения одного из шариков по отношению к сепаратору для расчетного случая 4 представлена на рис. 4. Траектории всех остальных шариков носят аналогичный характер. Согласно рис. 4 шарики в данном расчетном случае в условиях установившегося движения прижимаются к передней перемычке своего окна, придавая сепаратору вращательное движение и преодолевая, главным образом, силы вязкого сопротивления. Диаграммы изменения силы в контакте шарик — сепаратор для расчетных случаев 2 и 4 сопоставлены на рис. 5, согласно которому при базировании по шарикам в пределах одного оборота сепаратора сила в контакте шарик — сепаратор плавно изменяется в диапазоне от нуля до максимума, имеющего место после прохождения шариком линии действия радиальной нагрузки на подшипник, в то время как при базировании по наружному кольцу такая же сила возникает только в ограниченной зоне после прохождения линии действия радиальной нагрузки. При этом данная сила оказывается существенно больше, чем при базировании по шарикам, а ее приложение носит ударный характер — время возрастания силы от нуля до 35 Н составляет всего 3 мс, после чего наблюдается небольшая упругая разгрузка.

Приведенные примеры показывают, что моделирование динамики движения деталей высокоскоростных шарикоподшипников с массивными сепараторами в условиях рабочих воздействий дает возможность подробного изучения особенностей взаимодействия этих деталей при различных вариантах конструктивного исполнения подшипников. На основе этого становится доступным решение важной задачи снижения нагруженности сепараторов как при разработке новых подшипников, так и при усовершенствовании конструкции существующих подшипников.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что снижение нагруженности сепаратора не только повышает запас его прочности, но и снижает уровень вибраций в подшипнике. Это, в частности, связано с тем, что все приложенные к сепаратору нагрузки — контактные силы, силы вязкого сопротивления и силы инерции — в любой момент

Таблица 2

Максимальные силы, действующие на сепаратор подшипника 35-2310118Е3С1

Расчетный случай	Контактные силы, Н		Главный вектор сил инерции, Н	Главный момент сил инерции, Н · м
	со стороны шариков	со стороны наружного кольца		
1	69	158	15,30	0,240
2	37	118	37,30	0,590
3	55	126	11,70	1,360
4	14	0	0,43	0,072

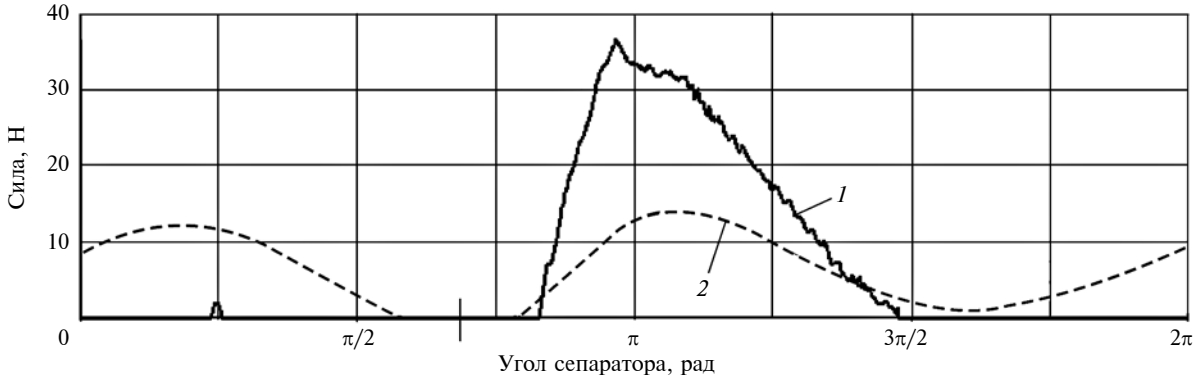


Рис. 5. Диаграммы изменения силы в контакте шарик — сепаратор для расчетных случаев 4 (кривая *1*) и 2 (кривая *2*):
вертикальной чертой отмечен угол прохождения шариком линии действия радиальной силы на подшипник в зоне нагрузки

времени являются элементами уравновешенной системы.

Одним из важных направлений снижения нагруженности массивных сепараторов высокоскоростных шарикоподшипников является увеличение степени их базирования по телам качения с одновременным уменьшением опорных нагрузок в контакте сепаратор — кольцо.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Walters C.** The dynamics of ball bearings // Journal of Lubrication Technology. 1971. V. 93. N. 1. P. 1—10.
2. **Галахов М. А., Заппаров К. И., Яковлев Н. И.** Расчет кинематики и динамики радиально-упорного шарикоподшипника, находящегося под осевой нагрузкой // Вестник машиностроения. 1976. № 2. С. 7—10.
3. **Gupta P. K.** Dynamics of rolling element bearings. Parts I, II, III and IV // ASME Journal of Lubrication Technology. 1979. V. 101. N. 3. P. 293—326.
4. **Meeks C. R., Ng K. O.** The dynamics of ball separators in ball bearings. Part I: Analysis // ASLE Transactions. 1985. V. 28. N. 3. P. 277—287.
5. **Meeks C. R., Tran L.** Ball bearing dynamic analysis using computer methods — Part I: Analysis // Journal of Tribology. 1996. V. 118. N. 1. P. 52—58.
6. **Журавлев В. Ф., Бальмонт В. Б.** Механика шарикоподшипников гироскопов. М.: Машиностроение, 1985. 272 с.
7. **Kannel J. W., Bupara S. S.** A simplified model of cage motion in angular contact bearings operating in the EHD lubrication regime // Journal of Lubrication Technology. 1978. V. 100. N. 3. P. 395—403.
8. **Boesiger E. A., Donley A. D., Loewenthal S.** An analytical and experimental investigation of ball bearing retainer instabilities // Journal of Tribology. 1992. V. 114. N. 3. P. 530—538.
9. **Kingsbury E.** First Order Ball Bearing Kinematics // ASLE Transactions. 1985. V. 28. N. 2. P. 239—244.
10. **Rahman M. Z., Ohno N., Tsutsumi H.** Effect of lubricating oils on cage failure of ball bearings // Tribology Transactions. 2003. V. 46. N. 4. P. 499—505.
11. **Liu X., Deng S., Teng H.** Dynamic stability analysis of cages in high-speed oil-lubricated angular contact ball bearings // Transactions of Tianjin University. 2011. V. 17. N. 1. P. 20—27.
12. **Sopanen J., Mikkola A.** Dynamic model of a deep groove ball bearing including localized and distributed defects. Part 1: Theory. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers // Journal of Multi-body Dynamics. 2003. V. 217. N. 4. P. 201—211.
13. **Sopanen J., Mikkola A.** Dynamic model of a deep groove ball bearing including localized and distributed defects. Part 2: Implementation and results // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Journal of Multibody Dynamics. 2003. V. 217. N. 4. P. 211—221.
14. **ADAMS** dynamics simulating and analysis of vibration signal for deep-groove ball bearings / Z. Z. Yang, J. G. Wu, B. Qin, Y. Z. Li // Applied Mechanics and Materials. 2013. V. 312. P. 254—257.
15. **Fritz F.** Modellierung von Wälzlagern als generische Maschinenelemente einer Mehrkörpersimulation: Doctoral thesis / Karlsruhe Institute of Technology. Germany. 2011. 134 p.
16. **Teutsch R.** Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen: Doctoral thesis / Technical University of Kaiserslautern. Germany. 2005. 140 p.
17. **Teutsch R., Sauer B.** An alternative slicing technique to consider pressure concentrations in non-Hertzian line contacts // ASME Journal of Tribology. 2004. V. 126. N. 3. P. 436—442.
18. **Ghaisas N., Wassgren C. R., Sadeghi F.** Cage instabilities in cylindrical roller bearings // ASME Journal of Tribology. 2004. V. 126. N. 3. P. 681—689.
19. **Sakaguchi T., Harada K.** Dynamic analysis of cage behavior in a tapered roller bearing // ASME Journal of Tribology. 2006. V. 128. N. 3. P. 604—611.
20. **Sarangi M., Majumdar B. C., Sekhar A. S.** On the dynamics of elastohydrodynamic mixed lubricated ball /bearings. Part I: formulation of stiffness and damping coefficients // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part J: Journal of Engineering Tribology. 2005. V. 219. N. 6. P. 411—421.
21. **Harris T. A., Kotzalas M. N.** Rolling bearing analysis. Essential concepts of bearing technology. Boca Raton: CRC Press, Taylor and Francis Group. 2007. 371 p.
22. **Hamrock B. J., Schmid S. R., Jacobson B. O.** Fundamentals of fluid film lubrication. New York, Basel: Marcel Dekker, Inc. 2004. 703 p.
23. **Wang Y. S., Yang B. Y., Wang L. Q.** Investigation into the traction coefficient in elasto-hydrodynamic lubrication // Tribotest. 2004. V. 11. N. 2. P. 113—124.
24. **Roelands C. J. A.** Correlation aspects of viscosity-temperature-relationship of lubricating oils: Ph. D. Thesis / Delft University of Technology, The Netherlands. 1966. 498 p.
25. **Michael M. K., Booser E. R.** Applied tribology. Bearing design and lubrication. Chichester: John Wiley and Sons, Ltd., 2008. 566 p.

УДК 621.01

М. Н. ЗАХАРОВ, д-р техн. наук, П. А. ЛАРЮШКИН, канд. техн. наук, К. Г. ЭРАСТОВА (МГТУ им Н. Э. Баумана), e-mail: zmn@bmstu.ru

Определение геометрических параметров плоского пятизвенного механизма из условия обеспечения его устойчивой работы в заданной области[1]

Рассматривается пятизвенный механизм параллельной структуры с вращательными кинематическими парами, его возможные конфигурации, рабочая область и зоны особых положений. Проанализирована возможная оптимизация его рабочей зоны, свободной от особых положений второго рода.

Ключевые слова: механизм параллельной структуры, рабочая зона, особые положения.

The five-link mechanism of a parallel structure with rotating kinematic pairs, its possible configurations, operating zone and zones of special provisions is considered. The possible optimization of its operating zone, free from special provisions of second kind, is analyzed.

Keywords: parallel structure mechanism, operating zone, special provisions.

Растущий интерес к механизмам с параллельной кинематикой, находящим применение в различных областях техники, обусловливает актуальность разработки новых и совершенствования известных механизмов данного класса. Наряду с их достоинствами, такими как высокая грузоподъемность и жесткость при низких массогабаритных параметрах по сравнению с механизмами последовательной структуры, высокая точность позиционирования выходного звена, возможность простого масштабирования схемы устройства, имеются и недостатки: ограниченная рабочая зона — наличие так называемых особых положений (ОП), в которых подвижность механизма отличается от желаемой и выходное звено (исполнительный орган) может потерять управляемость или подвижность [1—3]. Известно, что некоторые негативные факторы, такие как ухудшение точности позиционирования, повышение нагрузки на приводы и конструктивные элементы, возникают не только в зонах ОП, но и близких к ним [4—6], и эксплуатация манипулятора в данных зонах резко снижает их прочность и надежность [7].

В механизмах параллельной кинематики ОП делят на два типа: первый — при котором выходное звено теряет степень свободы, они располагаются чаще всего на границе рабочей зоны механизма; второй — при котором выходное звено имеет подвижность даже при зафиксированных приводных парах [8]. Последние ОП заслуживают особенного внимания, так как могут встречаться по всей рабочей зоне механизма, пересекать ее, что значительно ухудшает работоспособность манипулятора.

Есть несколько способов исключения ОП. Один из них — использование дополнительного привода. Однако при этом значительно увеличивается стоимость манипулятора и усложняется алгоритм управления. Лучшим вариантом является синтез механизма с такими параметрами, при которых его рабочая зона становится полностью или почти полностью свободной от ОП.

Рассмотрим пятизвенный механизм с вращательными кинематическими парами, его возможные конфигурации, рабочую зону и зоны ОП, проанализируем возможную оптимизацию рабочей зоны с позиции уменьшения нагрузок на приводы.

Цель настоящей работы — определение оптимальных параметров пятизвенного механизма для обеспечения рабочей зоны, свободной от зон ОП второго типа, обеспечивая наименьшие нагрузки на приводы механизма, а следовательно, высокую устойчивость работы в требуемой зоне.

Структура механизма

Рассматриваемый пятизвенный механизм с вращательными кинематическими парами (RRRRR-механизм — R обозначает пассивную вращательную кинематическую пару, R — вращательную приводную кинематическую пару) имеет две степени свободы (перемещение вдоль осей x и y) и включает в себя пять звеньев, одно из которых — основание (неподвижно закреплено) и пять вращательных шарниров (рис. 1). Шарниры A_1 и A_2 являются входными, шарнир C — выходным, его положение определяют углы поворотов θ_1 и θ_2 соответственно входных звеньев A_1B_1 и A_2B_2.

Уравнения связи данного пятизвенного механизма:

$$(x - l_{i1}\cos\theta_i - x_{Ai})^2 + (y - l_{i1}\sin\theta_i - y_{Ai})^2 = l_{i2}, \quad (1)$$

где $i = 1; 2$ — индекс кинематической цепи.

[1] Работа выполнена в рамках государственного задания № 9.5309.2017/БЧ.

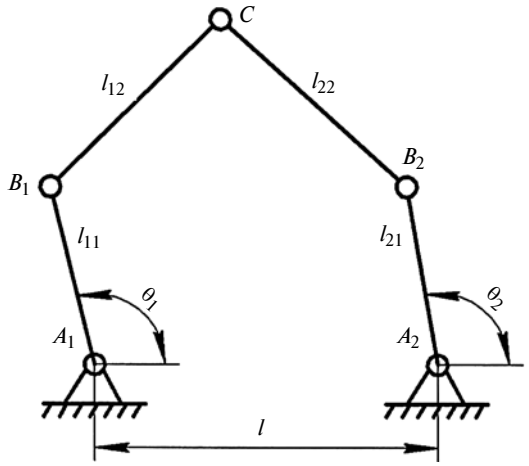


Рис. 1. Схема плоского пятизвенного механизма

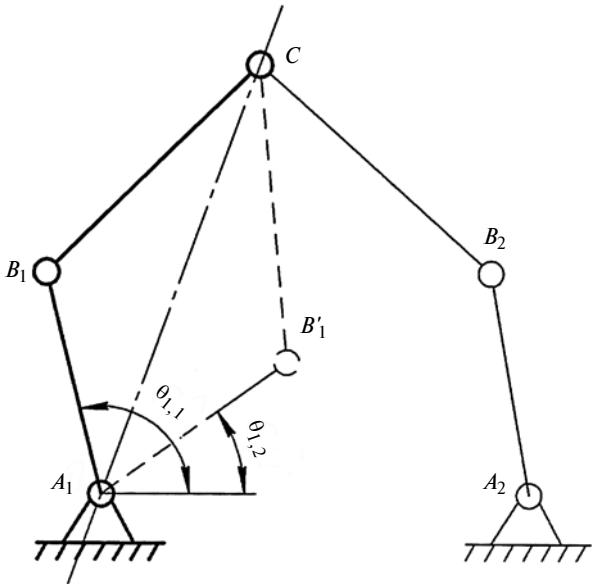


Рис. 2. Возможные положения цепи пятизвенного механизма

В общем случае для любого несингулярного положения механизма имеется два решения обратной задачи о положениях, т. е. углы θ_1 и θ_2 могут принимать одно из двух значений (рис. 2):

$$\theta_{i,1} = $$

$$= \arcsin\left(\frac{l_{2,i}^2 - l_{1,i}^2 - (x^2 - 2xx_i + x_i^2) - (y^2 - 2yy_i + y_i^2)}{\sqrt{4(y_i l_{1,i} - y l_{1,i})^2 + 4(x_i l_{1,i} - x l_{1,i})^2}}\right) - \phi;$$

$$\theta_{i,2} = \pi -$$

$$- \arcsin\left(\frac{l_{2,i}^2 - l_{1,i}^2 - (x^2 - 2xx_i + x_i^2) - (y^2 - 2yy_i + y_i^2)}{\sqrt{4(y_i l_{1,i} - y l_{1,i})^2 + 4(x_i l_{1,i} - x l_{1,i})^2}}\right) - \phi,$$

где угол ϕ определяется из системы уравнений

$$\begin{cases} \sin\phi = \dfrac{2(x_i l_{1,i} - x l_{1,i})}{\sqrt{4(x_i l_{1,i} - x l_{1,i})^2 + 4(x_i l_{1,i} - x l_{1,i})^2}}, \\ \cos\phi = \dfrac{2(y_i l_{1,i} - y l_{1,i})}{\sqrt{4(x_i l_{1,i} - x l_{1,i})^2 + 4(x_i l_{1,i} - x l_{1,i})^2}}. \end{cases}$$

При этом если звено A_iB_i повернуто на угол θ_{i1}, в обозначении цепи используем знак "–"; если звено A_iB_i повернуто на угол θ_{i2}, используем знак "+". Таким образом, всего можно выделить четыре конфигурации пятизвенного механизма: "– +", "+ +", "+ –", "– –" [9].

Наилучшей конфигурацией пятизвенного механизма является конфигурация "– +", так как при одинаковых геометрических параметрах она обеспечивает наибольшую рабочую зону при наименьшем размере зон ОП, что будет рассмотрено далее. Кроме того, при верном подборе геометрических параметров звенья данного механизма не будут сталкиваться друг с другом, что позволяет разместить их в одной плоскости и тем самым значительно облегчить конструкцию механизма.

Данная конфигурация успешно применяется, например, в роботах RH-AH (RP-3AH, RP-5AH и др., фирма Mitsubishi Electric) и в роботе DexTAR (фирма ETS) (рис. 3).

Рис. 3. Роботы на основе пятизвенных манипуляторов структуры "– +"

Рабочая зона пятизвенного механизма

В общем случае рабочая зона пятизвенного механизма представляет собой пересечение двух окружностей с центрами в точках A_1 и A_2 и соответственно радиусами $l_{11} + l_{12}$ и $l_{21} + l_{22}$. При этом если длины первых и вторых звеньев в каждой не равны, в рабочей зоне образуются нерабочие зоны вокруг приводных шарниров A_1 и A_2 (рис. 4).

Для обеспечения симметричности рабочей зоны рекомендуются равные длины соответствующих звеньев цепей: $l_{11} = l_{21} = l_1$ и $l_{12} = l_{22} = l_2$, в противном случае рабочая зона уменьшается со стороны более длинной цепи и смещается в сторону более короткой.

Значительное влияние на размер рабочей зоны механизма оказывают ОП двух типов. В первых ОП выходное звено механизма теряет степень свободы. Для пятизвенного механизма они находятся только на границе рабочей зоны и не оказывают существенного влияния на ее размер. Поэтому основной задачей оптимизации рабочей зоны является уменьшение размеров зон ОП второго типа и выделение свободной от них области, которая и будет в дальнейшем использоваться при эксплуатации механизма.

В ОП второго типа выходное звено механизма имеет подвижность даже при зафиксированных входных парах. Они находятся внутри рабочей зоны манипулятора, их расположение и размер зависят от конфигурации механизма и его геометрических параметров.

На рис. 5 представлены зоны ОП для каждой из четырех конфигураций пятизвенного механизма.

Оптимизацию рабочей зоны пятизвенного механизма в конфигурации "– +" выполняли в среде MATLAB, используя подходы, представленные в работах [10, 11]. Построены и проанализированы

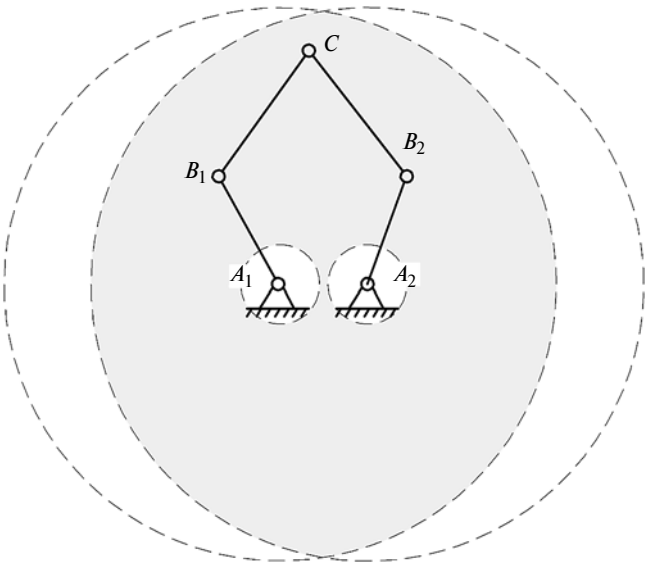


Рис. 4. Рабочая зона пятизвенного механизма

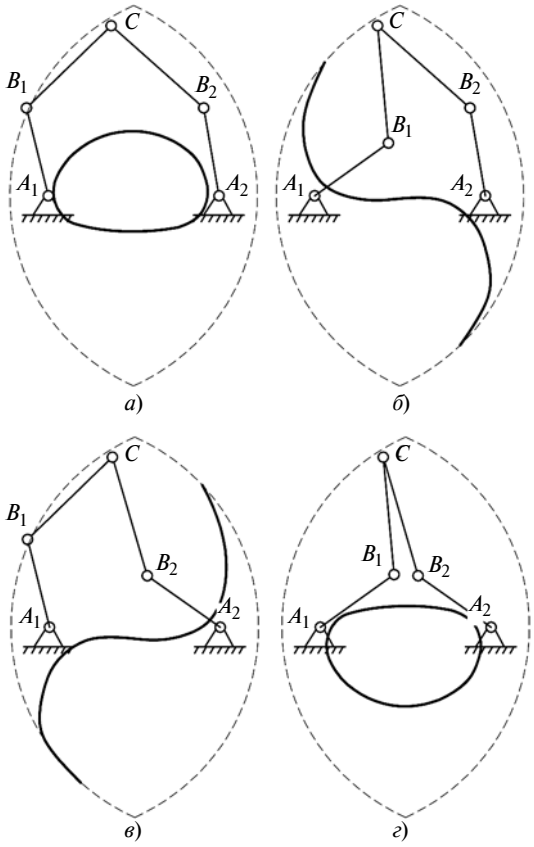


Рис. 5. Расположение зон ОП второго типа (——) для конфигураций "– +" (*а*), "+ +" (*б*), "–" (*в*) и "+ –" (*г*) в рабочей зоне (- - -) механизма

зависимости распределения моментов, возникающих в приводах при приложении нагрузки в 1 Н к выходному звену, с направлениями, при которых данные моменты максимальны по модулю, для всей рабочей зоны механизма при разных заданных геометрических параметрах. Для зависимостей выбран логарифмический масштаб, так как значения моментов в приводах в зонах ОП могут увеличиваться в несколько десятков раз по сравнению с номинальным значением. Анализируем только первую и вторую четверти рабочей зоны, так как эксплуатация роботов в остальных четвертях сопряжена с определенными конструкционными трудностями, например, с наличием стоек приводов и т. п.

Рассмотрим влияние взаимного расположения входных (приводных) шарниров A_1 и A_2 на размер рабочей зоны механизма и зон ОП второго типа. Так как рабочая зона представляет собой пересечение двух окружностей с центрами в точках A_1 и A_2 и радиусами $l_1 + l_2$, приводные шарниры A_1 и A_2 необходимо располагать как можно ближе друг к другу. Параметр l, т. е. расстояние A_1A_2, также влияет на размер зон ОП: чем больше l, тем больше зоны ОП (рис. 6).

Несмотря на то что при $l = 0$ рабочая зона механизма достигает максимальных размеров, реализация данного варианта (соосного расположения

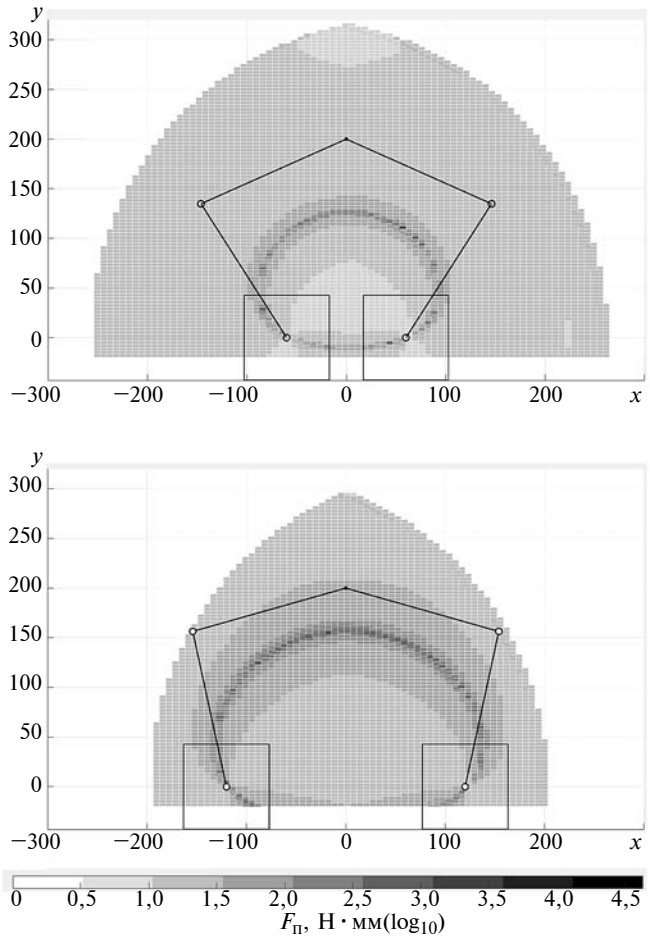


Рис. 6. Распределения усилий $F_п$ в приводе по рабочей зоне механизма с разными значениями параметра l (максимальные значения — зоны ОП, черный цвет)

приводов) сопряжена с конструктивными и технологическими трудностями, поэтому он не нашел применения.

Согласно конструкции приводов оптимальная длина l — минимальная. Если необходимо обеспечить прохождение рабочего органа между приводами, то значение l должно быть чуть больше самого длинного звена в цепи.

Рассмотрим влияние l_1 и l_2 на размер рабочей зоны механизма и зон ОП. Если $l_1/l_2 > 1$, размер зон ОП увеличивается, при $l_1/l_2 < 1$ — уменьшается (рис. 7). Однако чем больше l_1/l_2 отличается от единицы, тем большие нерабочие участки вокруг приводных пар A_1 и A_2. При правильном подборе геометрических параметров зоны ОП малы и полностью перекрываются нерабочими участками, обусловленными разницей l_1 и l_2 (рис. 8). Таким образом, вся рабочая зона пятизвенного механизма конфигурации "− +" становится свободной от зон ОП. Оптимальные значения l_1/l_2 находятся в интервале 0,6÷0,9. Кроме того, соблюдение данного условия в большинстве случаев гарантирует отсутствие любого контакта между выходным звеном и приводами механизма, что упрощает его конструкцию.

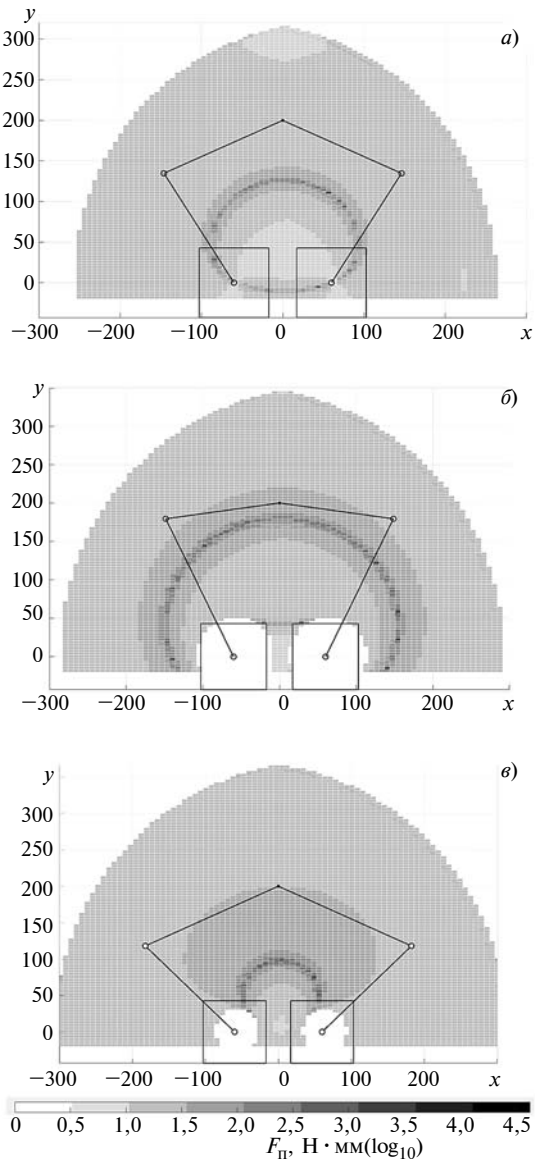


Рис. 7. Распределение усилий $F_п$ в приводе по рабочей зоне механизма для $l_1/l_2 = 1$ (*а*); $l_1/l_2 > 1$ (*б*); $l_1/l_2 < 1$ (*в*) (максимальные значения — зоны ОП, черный цвет)

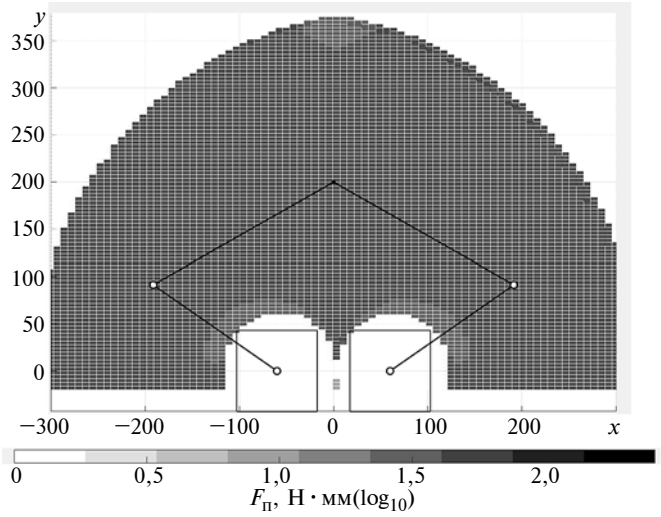


Рис. 8. Рабочая зона механизма, свободная от зон ОП

УДК 629.12.001

А. П. КУШНИР, Е. В. КУРНАСОВ (МИРЭА) кандидаты технических наук, e-mail: gurinmura@yandex.ru

Оптимизация параметров подруливающего устройства

Рассмотрены вопросы повышения управляемости судами путем увеличения тягового усилия подруливающего устройства. Установлено, что для минимизации потерь, связанных с закруткой потока жидкости и изменяющимися при реверсе углами атаки, необходимо изменить традиционную компоновку и оптимизировать углы наклона лопастей подруливающего устройства. Показано, что для повышения КПД устройства рабочие колеса должны иметь разные частоты вращения и разные углы наклона лопастей.

Ключевые слова: подруливающее устройство, судно, винт, давление, напор, треугольники скоростей, управляемость, лопасть.

The problems of ship controllability improvement by increasing of tractive force of a thruster are considered. It is determined, that for losses minimization, related with twisting of fluid flow and variable angles of attack at reverse, it is necessary to change the traditional assembly and optimize inclination angles of thruster blades. It is shown, that for the device efficiency improvement the working wheels should have different rotation frequencies and different inclination angles of blades.

Keywords: thruster, ship, screw, pressure, head, velocity triangles, controllability, blade.

Подруливающие устройства предназначены для повышения маневренности судов. Их необходимость объясняется тем, что при движении судна малым ходом сила давления воды на перо руля резко уменьшается, вследствие чего судно перестает слушаться руля. С помощью подруливающих устройств судно может перемещаться лагом (бортом) и даже совершать полный оборот на месте. Такие устройства незаменимы на морских и речных судах, а также паромах, например, при проходе узких мест, каналов, а также при подходе к причалу или отходе от него [1, 2].

В соответствии с Правилами Российского Речного Регистра [3], подруливающее устройство рекомендуется устанавливать на судах, площадь боковой проекции которых превышает 800 м^2.

Конструктивные исполнения подруливающих устройств различны, но наиболее часто используют стационарные подруливающие устройства, устанавливаемые поперек судна в водоводе (в носовой/кормовой частях) и представляющие собой конструкцию из одиночных или сдвоенных винтов. Поперечная сила в подруливающем устройстве создается движителями в результате прокачки воды через водовод, расположенный внутри судна, от одного борта к другому. В качестве движителей используют устройства с рабочими колесами, выполненными в виде гребных винтов (ВФШ — винт фиксированного шага, или ВРШ — винт регулируемого шага), представляющих собой реверсивные осевые насосы [4].

Конструктивно подруливающее устройство (рис. 1) представляет собой водовод *3* (цилиндрическая труба) в корпусе судна с установленным в нем движителем, выполненным в виде сдвоенных рабочих колес *1*, способ-

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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

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

2. **Gosselin C. M., Angeles J.** Singularity analysis of closed-loop kinematic chains. IEEE Transactions on Robotics and Automatics. 1990. V. 6 (3), P. 281—290.

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

4. **Merlet J.-P.** Parallel Robots. 2-nd edition. Springer, 2006. 402 p.

5. **Скоростные** и силовые критерии близости к сингулярностям манипуляторов параллельной структуры / В. А. Глазунов, В. Аракелян, С. Брио, Г. В. Рашоян // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2012. № 1. С. 10—17.

6. **Глазунов В. А., Нгуен Нгок Хуэ, Нгуен Минь Тхань.** К анализу особых положений механизмов параллельной структуры // Машиностроение и инженерное образование. 2009. № 4. С. 11—16.

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

8. **Ларюшкин П. А.** Классификация и условия возникновения особых положений в механизмах параллельной структуры // Известия вузов. Машиностроение. 2017. № 1 (682). С. 16—23.

9. **Development** of a five-bar parallel robot with large workspace / L. Campos, F. Bourbonnais, I. A. Bonev, P. Bigras // ASME-2010. Montreal, Quebec, Canada.

10. **Ларюшкин П. А., Палочкин С. В.** Рабочая зона манипулятора параллельной структуры с тремя степенями свободы // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 2012. № 3 (339). С. 92—96.

11. **Ларюшкин П. А., Глазунов В. А., Эрастова К. Г.** Определение максимальных усилий в приводах манипуляторов параллельной структуры по заданной величине внешней нагрузки // Машиностроение и инженерное образование. 2016. № 2 (47). С. 40—46.

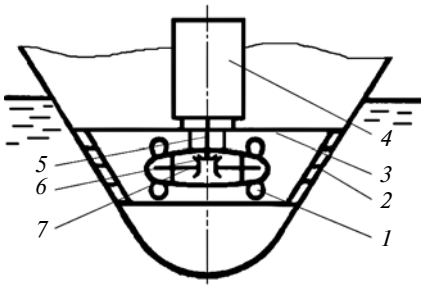


Рис. 1. Схема установки подруливающего устройства

ных создавать тягу в прямом и реверсном направлениях [5]. На входе водовода *3* подруливающего устройства монтируют защитные решетки *2*. Крутящий момент передается от двигателя *4* на рабочие колеса *1* через вертикальный вал *5*, конический редуктор *6* и горизонтальные валы *7*. Направление течения жидкости реверсируется, как правило, изменением направления вращения двигателя *4*.

Назначение подруливающего устройства — обеспечить получение максимального тягового усилия, что крайне важное, но труднодостижимое условие. Во-первых, мощность двигателей подруливающего устройства по многим причинам намного меньше мощности главных судовых установок. Во-вторых, течение через водовод должно быть реверсивным. Это условие накладывает ограничения на расчетную геометрию лопастей движителя, вследствие чего КПД подруливающего устройства довольно низок даже при применении винтов с регулируемым шагом. Особенно низок КПД одновинтовых подруливающих устройств [4]. Учитывая, что мощность привода устройств этого типа может составлять несколько сотен киловатт, повышение эффективности подруливающих устройств — весьма актуальная задача.

Тяговое усилие подруливающего устройства прямо пропорционально перепаду давления в водоводе и, соответственно, напору, создаваемому движителем. Теоретический напор одиночного винта (рабочего колеса) определяется уравнением Эйлера

$$H = \frac{U_{\text{вых}} V_{u\,\text{вых}} - U_{\text{вх}} V_{u\,\text{вх}}}{g}, \quad (1)$$

где H — теоретический напор; $U_{\text{вых}}$, $U_{\text{вх}}$ — окружные скорости рабочего колеса на выходе и входе соответственно; $V_{u\text{вых}}$, $V_{u\text{вх}}$ — окружные проекции абсолютных скоростей течения жидкости на выходе и входе рабочего колеса соответственно; g — ускорение свободного падения.

Рассмотрим течение жидкости на входе и выходе первого (рис. 2, *а*) и второго (рис. 2, *б*) рабочих колес.

Для удобства рассмотрения представим абсолютные скорости V течения в виде векторной суммы скоростей относительного и переносного движений. В этом случае углы β между относительной (W) и переносной (U) скоростями с точностью до угла атаки будут соответствовать требуемой геометрии лопастей рабочего колеса.

Применив уравнение (1) к схеме, приведенной на рис. 1, и учитывая равенство нулю окружных проекций ($V_{u\text{вых}} = V_{u\text{вх}} = 0$) абсолютных скоростей течения жидкости на входе и выходе движителя, видим, что суммарный напор всего подруливающего устройства также равен нулю. Формально это объясняется тем, что жидкость на входе и выходе движителя не имеет закрутки. В действительности же напор сдвоенных рабочих колес не будет равен нулю. Для того чтобы преодолеть этот парадокс, необходимо рассмотреть напоры на каждом рабочем колесе отдельно.

С учетом особенностей осевого рабочего колеса (окружные скорости рабочих колес одинаковы $U_1 = U_2 = U_3 = U_4 = U$) уравнение (1) можно представить для каждого из двух рабочих колес в виде:

$$H_1 = UV_{2u}/g;$$

$$H_2 = UV_{3u}/g.$$

Соответственно, общий теоретический напор всего движителя можно рассчитать как сумму напоров обоих рабочих колес:

$$H = U\frac{V_{2u} + V_{3u}}{g}.$$

Из рассмотрения объединенных треугольников скоростей потоков для двух рабочих колес следуют несколько важных выводов.

Во-первых, для минимизации потерь, связанных с закруткой потока, желательно, чтобы окружные составляющие скорости течения жидкости до и после движителя были равны нулю. Это достигается вращением рабочих колес в противоположных направлениях, а также путем оптимального выбора углов наклона лопастей рабочих колес.

Во-вторых, оптимальные углы наклона лопастей для первого и

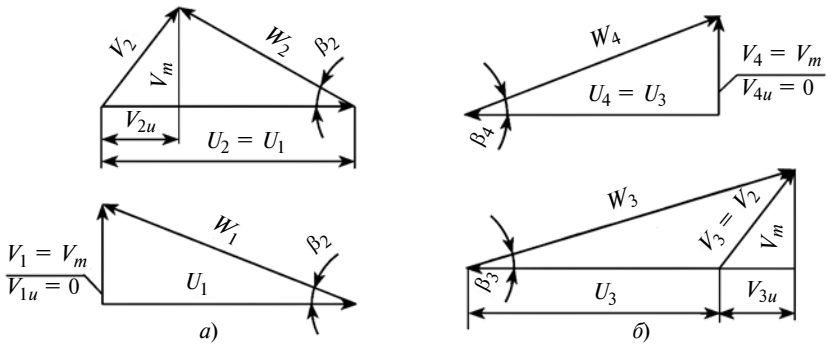


Рис. 2. Треугольники скоростей потока в первом (*а*) и втором (*б*) рабочих колесах подруливающего устройства:

β — угол течения жидкости в колесе; V, U, W — абсолютная, переносная и относительная скорости потока; индексами m и u — обозначены аксиальная (расходная) и окружная составляющие скорости; индексы 1, 3 и 2, 4 указывают на отношение величины соответственно к входам и выходам рабочих колес

второго рабочих колес должны отличаться друг от друга. Из рассмотрения объединенных треугольников скоростей потоков (рис. 3) для двух рабочих колес следует:

$$\beta_1 < \beta_2; \quad \beta_3 < \beta_4, \qquad (2)$$

а с учетом того, что $\beta_1 = \beta_4$, получаем важные соотношения:

$$\beta_4 < \beta_2; \quad \beta_3 < \beta_1. \qquad (3)$$

Условия (3) показывают, что для оптимальной работы подруливающего устройства необходимо устанавливать лопасти рабочих колес под разными углами. Кроме того, подруливающее устройство должно обеспечивать упор (тяговое усилие) в двух направлениях. Соответственно, при реверсе направления течения жидкости необходимо изменить положение лопастей в обоих рабочих колесах с учетом полученных неравенств (2) и (3). Лопасти первого колеса необходимо развернуть на меньший угол, а лопасти второго колеса — на больший.

Из рассмотрения треугольников скоростей также видно, что относительные скорости течения во втором рабочем колесе выше, чем в первом. С учетом того, что гидравлические потери пропорциональны квадрату скорости течения жидкости, можно заключить, что потери напора во втором рабочем колесе больше, т. е. рабочие колеса имеют разные КПД.

Для повышения КПД всего подруливающего устройства предлагается технологическое решение, заключающееся в выравнивании относительных скоростей во втором рабочем колесе (рис. 4). В результате снижения окружной скорости второго рабочего колеса относительные скорости, а также углы входа и выхода потока жидкости стали одинаковыми в первом и втором рабочих колесах, что существенно упрощает регулирование углов наклона лопастей.

Для достижения данного эффекта желательно применить схему с раздельными приводами и разнесенными опорами [6].

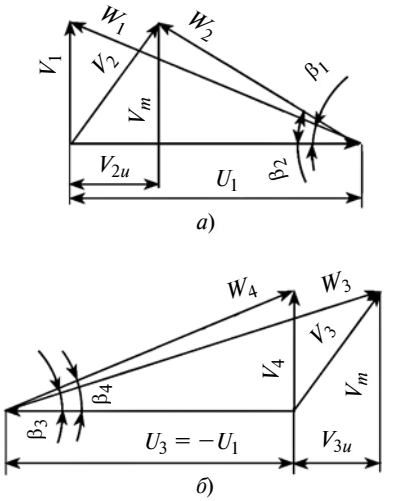


Рис. 3. Объединенные входные и выходные треугольники скоростей потоков первого (*а*) и второго (*б*) рабочих колес

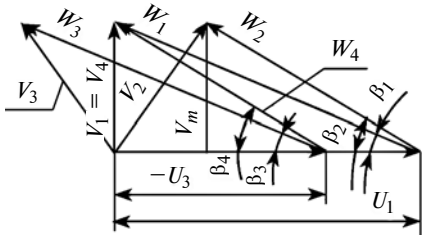


Рис. 4. Совмещенные входные и выходные треугольники оптимизированных скоростей потоков двух рабочих колес

Теоретически, можно обеспечить данный эффект и в схеме, приведенной на рис. 1, путем применения кинематических цепей с более сложной кинематикой. Однако из-за дополнительных потерь в центральном обтекателе, в котором установлен вертикальный вал [4], данная схема менее выгодна, чем решение, предложенное А. П. Кушниром и А. Е. Авельчевым [6].

Выводы

1. Для минимизации потерь в подруливающем устройстве необходимо, чтобы окружные составляющие скорости течения жидкости до и после движителя были равны нулю. Это достигается вращением рабочих колес в противоположных направлениях и оптимизацией углов наклона лопастей рабочих колес.

2. Оптимальные углы наклона лопастей для первого и второго рабочих колес при одинаковых частотах вращения должны отличаться друг от друга.

3. При реверсе направления течения жидкости необходимо изменить положение лопастей в обоих рабочих колесах с учетом полученных неравенств (2) и (3). Лопасти первого колеса необходимо развернуть на меньший угол, а лопасти второго колеса — на больший.

4. При одинаковых частотах вращения рабочие колеса имеют разные КПД из-за неодинаковых относительных скоростей течения жидкости.

5. При снижении окружной скорости второго рабочего колеса относительные скорости, а также углы входа и выхода потока жидкости можно сделать одинаковыми, что повышает КПД движителя и упрощает регулирование углов наклона лопастей.

6. Более эффективной является схема с раздельными приводами рабочих колес с разнесенными опорами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жинкин В. Б.** Теория и устройство корабля. СПб.: Судостроение, 2000. 336 с.

2. **Кушнир А. П., Авельчев А. Е.** Анализ устройств управления движением судов // Вестник Московского государственного университета приборостроения и информатики. Сер.: Машиностроение. 2012. № 43. С. 49—54.

3. **Правила** технического наблюдения за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий: Руководство Р.036-2010. Российский Речной Регистр. Дата актуализации: 12.02.2016.

4. **Кушнир А. П., Кувенев А. В.** Повышение эффективности маневрирования морских и речных судов // Междунар. науч.-техн. конф. "Информатика и технологии. Инновационные технологии в промышленности и информатике". М.: МНТК ИВТ, 2016. С. 324—327.

5. **ВМФ России**. Вспомогательные средства управления. http://flot.com/publications/books/shelf/conning/3.htm?print=Y.

6. **Пат. 2519610 Рос. Федерации:** МПК B63H25/00 Подруливающее устройство.

УДК 621.752

С. И. ГЕРАСИМОВ, д-р физ.-мат. наук (Саровский физ.-тех. ин-т НИЯУ МИФИ),
В. И. ЕРОФЕЕВ, д-р физ.-мат. наук (Ин-т проблем машиностроения РАН, г. Нижний Новгород),
В. Г. КАМЧАТЫЙ, канд. техн. наук (Российский федеральный ядерный центр, г. Саров),
В. А. КИКЕЕВ, канд. техн. наук (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), e-mail: s.i.gerasimov@mail.ru

Поперечное движение метаемого объекта в стволе легкогазовой пушки[1]

Проанализированы условия снижения поперечных нагрузок на разгоняемый в стволе баллистической установки метаемый объект.

Ключевые слова: метаемый объект, легкогазовая пушка, поперечное движение.

The conditions of decrease of lateral loads on an accelerating missile object in a ballistic installation barrel are analyzed.

Keywords: missile object, light-gas cannon, lateral movement.

Одной из актуальных задач проектирования экспериментальных баллистических установок, к которым относятся и легкогазовые пушки (ЛГП), является повышение реализуемых с их помощью скоростей разгона метаемых объектов (МО). При высоких скоростях разгона МО наряду с вопросами продольного движения существенное значение приобретают и вопросы его поперечного движения.

Метаемый объект (рис. 1) состоит из ударника и поддона [1]. В данной задаче поддон рассматривается в виде двух ведущих элементов.

Метаемые объекты, разгоняемые в высокоскоростных баллистических установках, как правило, представляют собой металлическую модель, удерживаемую в стволе с помощью поддона. Поддон может быть целиком выполнен из полимерного материала, с закрепленной на нем металлической опорной пластиной, либо представлять собой жесткое металлическое основание, заключенное в полимерную оболочку. При метании длинных моделей кроме основного поддона используются дополнительные полимерные поддоны. Поэтому схематично (см. рис. 1), чтобы не показывать реальную удлиненную модель, которая может еще дополнительно удерживаться передней опорой, при рассмотрении динамики движения МО будем считать его сплошным телом, масса, момент инерции, положение центра масс (ЦМ) которого равны соответствующим параметрам реального МО, а поддон — составным с разными характеристиками составляющих.

[1] Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (грант № 14-19-01637).

Легкогазовая пушка включает в себя следующие основные узлы [2]: зарядную камеру; поршневой ствол; форкамеру; баллистический ствол (рис. 2). Поршневой и баллистические стволы могут состоять из нескольких секций. Между форкамерой и баллистическим стволом устанавливается разрушаемая мембрана, отделяющая объем поршневого ствола, заполняемого легким газом, от объема баллистического ствола. При выстреле ЛГП имеет возможность перемещаться вдоль продольной оси по направляющим технологического стапеля.

При сжигании порохового заряда в зарядной камере ЛГП (пространство между поршнем и задней стенкой поршневого ствола) под воздействием давления пороховых газов поршень разгоняется, сжимая легкий газ. Под воздействием давления на заднюю стенку поршневого ствола последний откатывается назад, увлекая за собой форкамеру и баллистический ствол. Из-за смещения ЦМ секций баллистического ствола с продольной оси ЛГП возможно их перемещение не только в продольном, но и в поперечном направлении.

Некоторое время (до вскрытия мембраны) МО перемещается вместе с секцией баллистического

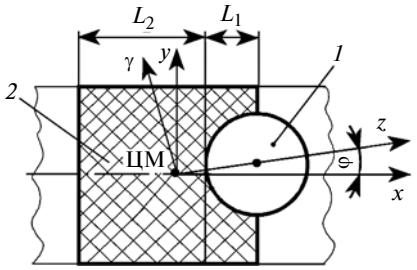


Рис. 1. Схема метаемого объекта:
1 — ударник; *2* — поддон; L_1, L_2 — длины опор МО

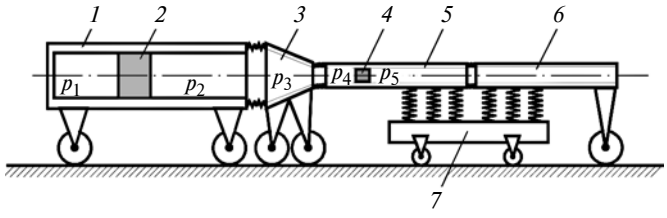


Рис. 2. Конструктивная схема легкогазовой пушки:
1 — поршневой ствол с зарядной камерой; *2* — поршень; *3* — форкамера; *4* — МО; *5*, *6* — секции баллистического ствола; *7* — подкрепляющая ферма; $p_1 \div p_5$ — давления

ствола. При достижении определенного давления легкого газа (давления форсирования) происходит вскрытие мембраны и начинается разгон МО. Таким образом, к моменту начала движения МО секции баллистического ствола могут перемещаться в продольном и поперечном направлениях.

Источниками поперечных возмущений МО при его разгоне являются как непрямолинейность оси канала баллистического ствола, так и перемещения ствола во время выстрела. Кроме того, при использовании баллистического ствола, состоящего из нескольких секций, возможно образование ступеньки в месте стыка двух соседних секций к моменту подхода к стыку МО. Наличие ступеньки в месте стыка может многократно увеличивать возмущение поперечного движения МО.

Для уменьшения взаимного смещения секций баллистического ствола в месте стыка и обеспечения возможности исправления их кривизны можно использовать специальную подкрепляющую ферму (см. рис. 2).

Для расчетного исследования динамики поперечного движения МО в стволе ЛГП была разработана методика, учитывающая: начальные неровности оси канала ствола, обусловленные технологией его изготовления и естественным прогибом ствола; колебания баллистического ствола, вызванные продольными ускорениями элементов ЛГП и реакцией движущегося МО; положения центра масс МО и жесткости его опор.

При разработке методики были приняты следующие допущения:

перемещения поршневого ствола и форкамеры в поперечном направлении отсутствуют;

метаемый объект является сплошным телом, масса, момент инерции, положение ЦМ которого равны соответствующим параметрам реального МО;

жесткость ведущих элементов МО определяется их геометрическими размерами и модулем упругости материала;

материал ведущих элементов МО работает в упругопластической зоне;

секции баллистического ствола и ферма представляют собой многоопорные балки на упругих опорах, деформирующиеся под действием собственного веса, взаимодействия друг с другом, соседними элементами ЛГП и подвижной нагрузкой, создаваемой перемещающимся МО;

силы трения в узлах соединения секций баллистического ствола с фермой таковы, что отсутствуют их взаимные продольные перемещения;

сила трения поршня о стенки канала поршневого ствола пренебрежимо мала по сравнению с силами упругости;

динамика движения секций баллистического ствола и фермы рассматривается в рамках технической теории изгибных колебаний;

материал секций баллистического ствола и фермы работает в упругой зоне; в силу линейности уравнений теории упругости параметры поперечного движения секций баллистического ствола и фермы можно искать как суперпозицию решений, соответствующих различным нагрузкам;

углы поворота МО и сечений баллистического ствола вокруг поперечной оси малы настолько, что можно считать $\sin\varphi = \varphi$, $\cos\varphi = 1$.

В гладкоствольных ЛГП колебания баллистического ствола во взаимно перпендикулярных плоскостях можно считать независимыми друг от друга, что позволяет рассматривать задачу в плоской постановке.

Продольное, поперечное и вращательное движения МО и основных элементов ЛГП описываются следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left.\begin{aligned} \ddot{x}_i &= \sum_{j=1}^{n} P_{xij}/m_i,\ i = 1, \ldots, 8; \\ \ddot{y}_i &= \sum_{j=1}^{n} P_{yij}/m_i,\ i = 3, 4, 7, 8; \\ \ddot{\varphi}_i &= \sum_{j=1}^{n} M_{ij}/J_i,\ i = 3, 4, 7, 8, \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где x_i, y_i, φ_i — продольные, поперечные и угловые колебания МО и элементов ЛГП; m_i, J_i — масса и момент инерции МО и элементов ЛГП; P_{xij}, P_{yij}, M_{ij} — силы и моменты сил, действующие на МО и элементы ЛГП; n — число сил, приложенных к i-му элементу.

Силы и моменты, приложенные к МО и элементам ЛГП, определяются действующим на них давлением, взаимным перемещением и жесткостью соприкасающихся элементов.

Параметры колебаний секций баллистического ствола и фермы находят методом разложения действующей нагрузки по собственным формам колебаний.

Уравнения колебаний секций баллистического ствола и фермы имеют вид:

$$y_i = \sum_{j=1}^{18} U_{ij} S_{ij},$$

где формы колебаний определяются выражением

$$U_{ij} = (\mathrm{ch}\alpha_i L_i - \cos\alpha_j L_i)(\mathrm{sh}\alpha_j l_i + \sin\alpha_j l_i) - \\ - (\mathrm{ch}\alpha_i L_i - \sin\alpha_j l_i)(\mathrm{ch}\alpha_i L_i - \cos\alpha_j L_i), \quad i = 3, 4, 8,$$

а параметры S_{ij}, зависящие от времени, находятся из уравнения

$$\ddot{S}_{ij} + \omega_{ij}^2 S_{ij} = \bar{P}_{ij}(t)/\bar{M}_j, \quad i = 3, 4, 8. \qquad (2)$$

В уравнениях (2) частоты колебаний ω_{ij}, приведенные силы $\overline{P}_{ij}(t)$ и моменты $\overline{M}_j$ определяются соотношениями:

$$\left.\begin{aligned} \omega_{ij} &= \frac{\alpha_{ij}}{L_i}\sqrt{\frac{EI_i}{\overline{m}_i}}, \\ \overline{P}_{ij} &= \sum_{k=1}^{n} P_{yij}U_{ij}(l_{ik}), \\ \overline{M}_{ij} &= \int_0^{L_j} \overline{m}_i U_{ij}^2 dl_i. \end{aligned}\right\}, \quad i = 3, 4, 8; \quad j = 1, ..., 18;$$

где EI_i, $\overline{m}_i$ и L_i — изгибная жесткость, погонная масса и длина i-го элемента ЛГП; $\alpha_{ij} = \pi(2j + 1)/(2L_i)$ — коэффициент; l_{ik} — координата точки приложения k-й силы в системе координат i-го элемента ЛГП.

Совместное решение систем уравнений (1) и (2) позволяет определить все необходимые перемещения и силы, действующие на элементы ЛГП, и параметры движения МО. Задача решается численно, методом Рунге — Кутта при следующих начальных условиях, соответствующих моменту времени t_0:

$$x_i(t_0) = x_{i0}, \quad y_i(t_0) = y_{i0}, \quad i = 1, ..., 8;$$

$$\varphi_i(t_0) = \varphi_{i0}, \quad i = 3, 4, 7, 8;$$

$$\dot{x}_i(t_0) = \dot{y}_i(t_0) = \varphi_i(t_0) = 0.$$

Начальные неровности оси баллистического ствола $y_s(x)$ и давления $p_1(t)$, $p_2(t)$, $p_3(t)$, $p_4(t)$, $p_5(t)$ считаются известными функциями x и t.

С помощью разработанной методики был проведен расчетный анализ работы легкогазовой пушки для режима разгона МО массой 20 г до скорости 7 км/с.

На рис. 3 приведены изменения во времени t параметров продольного движения основных элементов ЛГП: перемещений x_1, x_2, x_3; скоростей v_{x_1}; v_{x_2}; v_{x_3}; ускорений w_{x_1}; w_{x_2}; w_{x_3} (индексами "1", "2", "3" обозначены соответственно поршневой ствол, формкамера, баллистический ствол).

В табл. 1 представлены максимальные значения скоростей перемещений $v_{x_1} - v_{x_3}$ и ускорений $w_{x_1} - w_{x_3}$.

Продольное перемещение элементов ЛГП при наличии масс, смещенных с ее оси, влечет за со-

Таблица 1

Параметр	Поршневой ствол	Форкамера	Баллистический ствол
Ускорение, м/с^2	474	7550	1430
Скорость перемещения, м/с	0,622	2,8	0,571

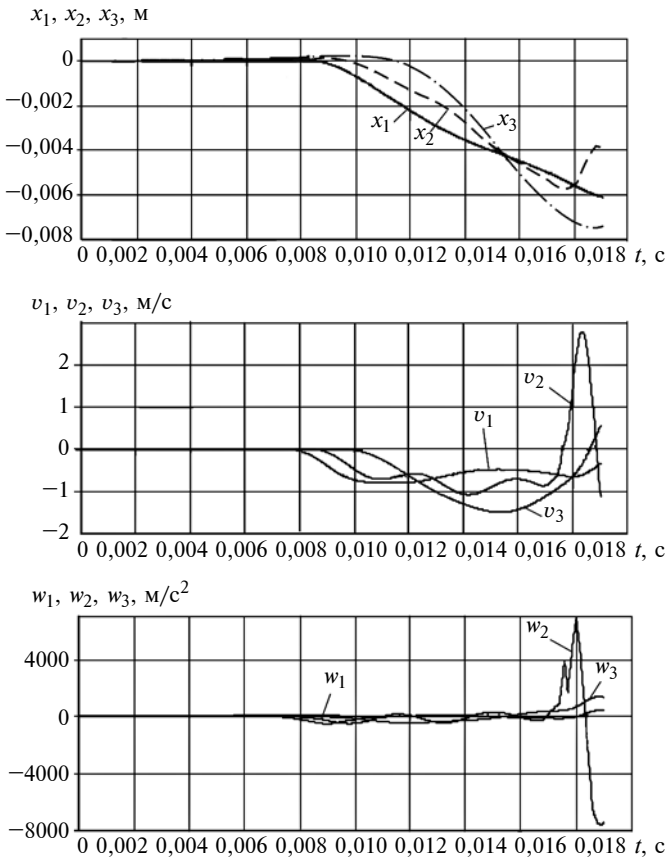


Рис. 3. Изменения параметров $x_1 \div x_3$, $v_1 \div v_3$, $w_1 \div w_3$ продольного движения элементов ЛГП во времени t

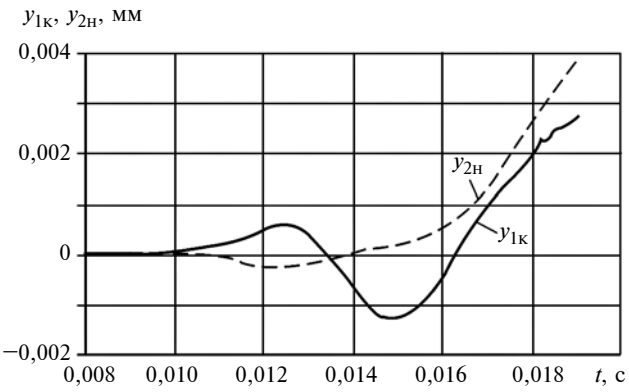


Рис. 4. Изменения поперечных смещений $y_{1к}$ и $y_{2н}$ стыкуемых сечений секций баллистического ствола во времени t

бой поперечное движение секций баллистического ствола, что приводит к смещению их в стыке. Амплитуда взаимного смещения секций баллистического ствола в стыке может составлять 0,02÷0,15 мм (рис. 4). В момент прохода метаемым объектом стыка секций баллистического ствола смещение в стыке может составлять y = 0,06÷0,07 мм.

При движении МО по баллистическому стволу до стыка его поперечное ускорение w_{y_7} изменяется в диапазоне $\pm 2{,}5 \cdot 10^4$ м/с^2, угловое — в пределах $1{,}1 \cdot 10^6$ 1/с^2 (рис. 5). При проходе стыка попереч-

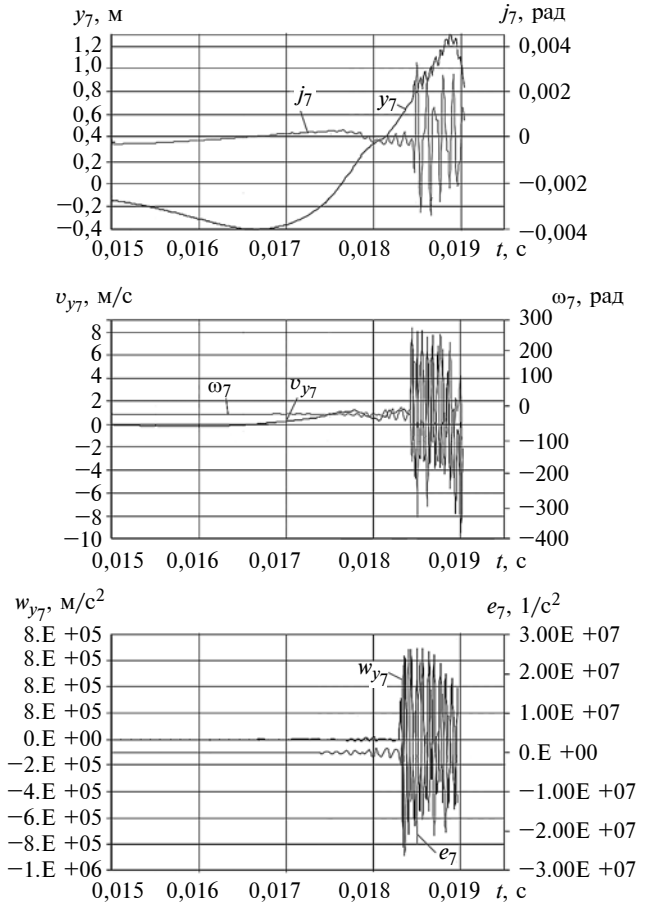


Рис. 5. Изменения параметров поперечного движения МО массой 20 г при разгоне до скорости 7 км/ч во времени t:
y_7 — перемещение ЦМ МО; j_7 — угол поворота; v_{y_7} и ω_7 — поперечная и угловая скорости; w_{y_7} и e_7 — поперечное и угловое ускорения

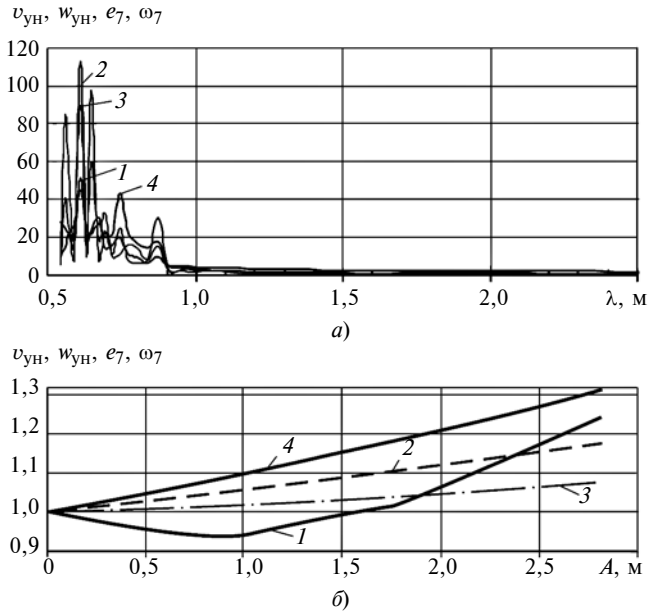


Рис. 6. Зависимости параметров поперечного движения МО от длины λ волны (*а*) и от амплитуды *A* (*б*) неровностей оси баллистического ствола:
1 — $v_{ун}$; *2* — $w_{ун}$; *3* — e_7; *4* — ω_7

ные нагрузки возрастают в 25—30 раз. В табл. 2 приведены значения параметров поперечного движения МО до стыка и после.

Влияние длины волны λ и амплитуды *A* неровностей оси канала баллистического ствола на параметры поперечного движения МО показано на рис. 6, *а*, *б*. На рис. 6, *а* параметры движения МО пронормированы относительно значений, соответствующих длинам волн λ = 10÷20 м. Неустойчивость поперечного движения МО в наибольшей степени проявляется при длинах волн λ = 0,6÷0,9 м. Поперечные нагрузки и возмущения при этом возрастают в 50—100 раз. На рис. 6, *б* приведены зависимости параметров поперечного движения МО, пронормированных относительно значений, соответствующих нулевым амплитудам, от амплитуды *A* неровностей оси канала баллистического ствола. При увеличении амплитуды неровностей от нуля до 3 мм увеличение значений параметров поперечного движения МО составляет менее 10÷30 %.

Значения параметров движения МО, соответствующие нулевым амплитудам неровностей, формируются из-за других причин, не имеющих отношения к неровностям оси баллистического ствола, в частности из-за смещения ЦМ подкрепляющей фермы с продольной оси ЛГП.

Зависимости параметров поперечного движения МО от расстояния от ЦМ фермы до продольной оси ЛГП приведены на рис. 7. Указанные зависимости пронормированы относительно значений параметров, соответствующих нулевому расстоянию от ЦМ фермы до оси ЛГП. При изменении этого расстояния от нуля до 280 мм поперечные нагрузки возрастают в 35—50 раз, поперечные возмущения — в 20—25 раз.

Влияние положения ЦМ МО на параметры его поперечного движения показано на рис. 8, *а*, *б*. Приведенные зависимости пронормированы: рис. 8, *а* — относительно параметров, соответствующих нулевому смещению центра масс МО с его продольной оси, рис. 8, *б* — относительно параметров, соответствующих исходному положению ЦМ МО.

Таблица 2

Параметр	До стыка	После стыка	Коэффициент увеличения параметра
Поперечное ускорение w_{y_7}, м/с^2	$2{,}5 \cdot 10^4$	$8{,}5 \cdot 10^5$	34
Угловое ускорение e_7, рад/с^2	$1{,}1 \cdot 10^6$	$2{,}5 \cdot 10^7$	23
Поперечная скорость v_{y_7}, м/с	1	9	9
Угловая скорость ω_7, рад/с	22	320	15

При возрастании смещения ЦМ МО с его продольной оси от нуля до 1,4 мм поперечные возмущения МО увеличиваются в 1,5—2 раза, поперечные нагрузки — в 4—5 раз. При смещении ЦМ МО с его продольной оси на 1,5÷2 мм происходит переход к апериодической неустойчивости. Смещение ЦМ с его продольной оси более чем на 2 мм, приводит к резкому возрастанию значений параметров поперечного движения МО и аварийному завершению расчета.

При смещении ЦМ МО вдоль его оси в диапазоне от −2,8 мм (назад по направлению движения) до 1 мм (вперед по направлению движения) поперечные скорость и ускорение меняются мало (на 15÷20 %). Для угловых скорости и ускорения обнаружен минимум при смещении ЦМ МО на 2 мм назад относительно его исходного положения. Максимальные значения угловых параметров движения МО при этом снижаются в 10—12 раз.

При увеличении скорости разгона МО растут и поперечные нагрузки, действующие на него. Главным источником поперечных возмущений МО является смещение секций баллистического ствола, обусловленное продольным движением ЛГП в процессе выстрела. Уменьшить это смещение можно, снизив продольное ускорение элементов ЛГП или уменьшив расстояние от оси ЛГП до ЦМ подкрепляющей фермы.

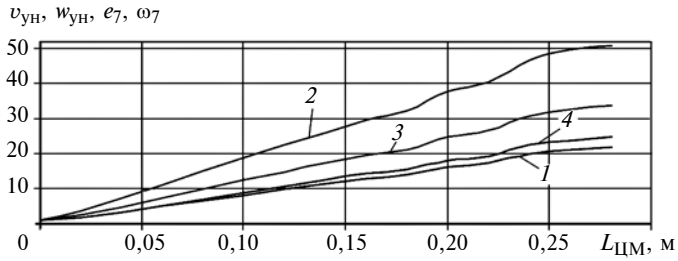


Рис. 7. Зависимости параметров поперечного движения МО от расстояния $L_{ЦМ}$ от ЦМ фермы до оси ЛГП (поз. *1 — 4* — см. рис. 6)

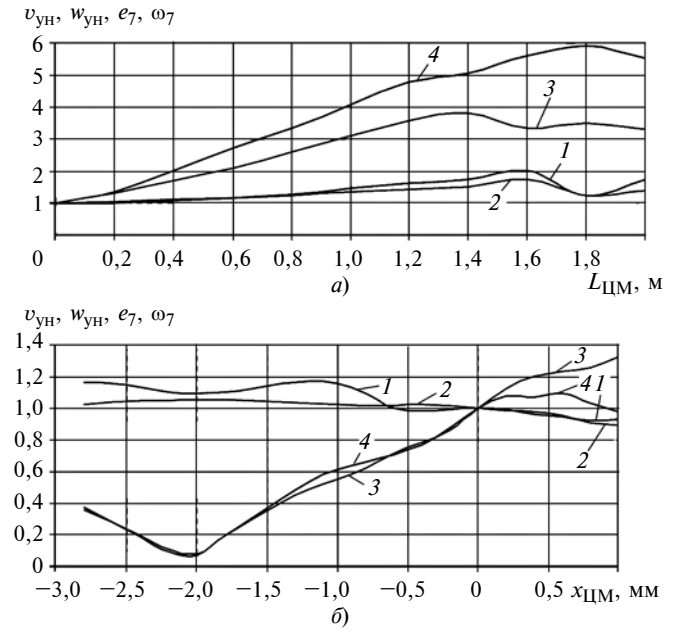


Рис. 8. Зависимости параметров поперечного движения МО от смещения ЦМ МО с его продольной оси (*а*) и вдоль его продольной оси (*б*) (поз. *1—4* — см. рис. 6)

Таблица 3

Дульная скорость, м/с	Коэффициенты уменьшения поперечных возмущений и нагрузок МО		
	при дополнительной массе 5 т	при $L_{ЦМ} = 0$	При $L_{ЦМ} = 0{,}5L_{ЦМ\ ис}$
7100	0,65—1,2	0,02—0,12	0,6—1,1
7840	0,35—0,4	0,01—0,06	0,33—0,38
8300	0,12—0,17	0,01—0,05	0,47—0,64

По предложенной методике были просчитаны варианты с дульными скоростями 7100, 7840 и 8300 м/с при различных массах поршневого ствола и различных расстояниях $L_{ЦМ}$ от оси ЛГП до ЦМ фермы.

Результаты расчетов приведены в табл. 3 в виде коэффициентов уменьшения поперечных возмущений и нагрузок относительно исходного варианта ЛГП для разных вариантов ее исполнения: при $L_{ЦМ} = 0$ и $L_{ЦМ} = 0{,}5\ L_{ЦМ\ ис}$, где $L_{ЦМ\ ис}$ — исходное расстояние от ЛГП до ЦМ фермы.

Анализ проведенных расчетных исследований показал, что наиболее эффективным средством снижения поперечных нагрузок, действующих на МО, является балансировка ЛГП: центры масс дополнительных конструктивных элементов должны находиться на оси ЛГП. Если конструктивно добиться этого не удается, то необходимо стремиться к уменьшению расстояния от ЦМ этих элементов до оси ЛГП. Так, уменьшение в 2 раза расстояния от ЦМ подкрепляющей фермы до оси ЛГП позволяет приблизительно вдвое уменьшить поперечные нагрузки и возмущения в диапазоне дульных скоростей 7800÷8300 м/с.

Увеличение массы поршневого ствола на 5 т позволяет в 2,5—6 раз уменьшить поперечные нагрузки и возмущения МО, причем с ростом дульной скорости МО эффективность действия дополнительной массы повышается.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воздействие** мощных потоков энергии на вещество: Сб. науч. тр. / Под. ред. В. Е. Фортова, Е. А. Кузьменкова М.: ИВТАН, 1992. 263 с.

2. **Баллистические** установки и их применение в экспериментальных исследованиях / Н. А. Златин, А. П. Красильщиков, Г. И. Мишин, Н. Н. Попов М.: Наука, 1974. 344 с.

УДК 677.004.3:621.86(075.8)

М. Э. РУЗМЕТОВ, М. Т. ХОДЖИЕВ, д-р техн. наук, И. Г. ШИН, д-р техн. наук (Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности, Узбекистан), e-mail: dimashin@list.ru

Расчет и проектирование привода транспортирующего устройства для складирования волокнистого материала

Приведены результаты расчета и проектирования привода напольного конвейера, предназначенного для перемещения хлопка-сырца в крытом хранилище. Данное устройство обеспечивает полную автоматизацию цикла загрузка—хранение—разгрузка волокнистого материала.

Ключевые слова: волокнистый материал, ленточный транспортер, конвейерная лента, роликовая опора, барабан, сила натяжения, привод.

The results of analysis and design of floor conveyor drive, intended for transportation of seed-cotton in indoor storage, are presented. The subject device assures full automation of load—storage—download cycle of fiber material.

Keywords: fiber material, band conveyer, conveying belt, roller belt, rotor, tensile load, drive.

Из натуральных волокнистых материалов самым распространенным является хлопок-сырец. Совершенствование технологии первичной обработки данного материала направлено на максимальное сохранение его прочности и длины волокна. В заготовительный период перерабатывается только 20÷25 %, основная масса волокнистого материала укладывается на длительное хранение до сбора нового урожая.

Не более 20÷25 % от общего объема собранного хлопка-сырца хранится в крытых хранилищах. В открытых бунтах хлопок-сырец хранят на специально оборудованных площадках размерами 25 × 14, 22 × 11 и 10 × 11 м, где укладывают волокнистый материал по определенным правилам.

Недостатками открытого способа хранения хлопка-сырца являются: значительные трудозатраты на формирование бунта, зависимость операций загрузки и выгрузки волокнистого материала от погодных условий, большой расход упаковочного материала. Кроме того, несмотря на большое число имеющихся механизмов и устройств для укладки в бунте, разборке и транспортировки хлопка-сырца, в данной отрасли используется физический труд, сопряженный с опасностью для здоровья и жизни людей.

При закрытом хранении меньше трудовых и материальных затрат. Укладка и выгрузка волокнистого материала осуществляется независимо от погодных условий, при этом создаются условия для комплексной механизации работ. Склады строят по типовым проектам с полезной емкостью от 800 до 4000 т и оснащают двумя стационарными установками для механизированной загрузки хлопка-сырца с двух торцов хранилища. Недостатками хранилищ являются сложность складирования и низкий коэффициент заполнения полезного объема.

Комплекс стационарных средств механизации, включающий в себя приемно-подающее устройство, отводящий конвейер, распределительный рукав, наклонные транспортеры с метателями, не обеспечивает равномерность распределения хлопка-сырца по всему объему хранилища и высокий коэффициент загрузки вследствие формирования конусов массы хлопка-сырца из-за большого угла естественного откоса.

Для повышения коэффициента загрузки крытых складов, равномерности распределения хлопка-сырца по слоям и всему объему, для исключения ручного труда и снижения себестоимости загрузочно-разгрузочных операций разработано хранилище для волокнистого материала [1], которое оснащено комплексом стационарных средств механизации для закрытого помещения со специальными загрузочными окнами, расположенными в верхней части хранилища (рис. 1). Внутреннее пространство хранилища разделено вертикальными опорными элементами на два сообщающихся отсека. Хранение волокнистого материала требует соблюдения особых условий и обеспечения определенной температуры, влажности воздуха, освещенности.

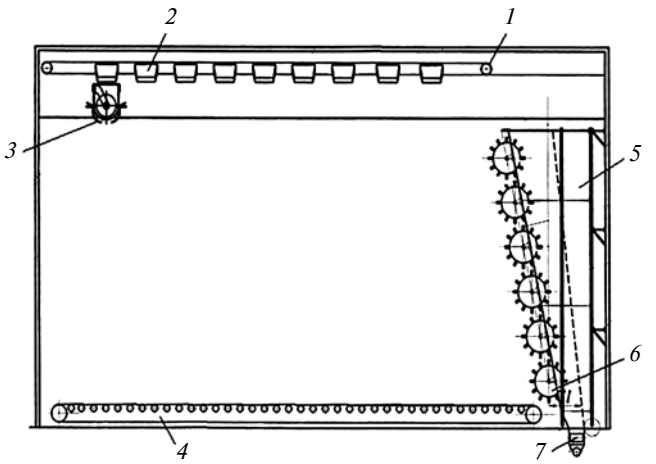


Рис. 1. Крытое хранилище для волокнистого материала с полной автоматизацией цикла загрузки—хранения—разгрузки:

1 — верхний ленточный транспортер; *2* — загрузочное окно; *3* — питатели-распределители; *4* — напольный ленточный транспортер; *5* — опорная рама; *6* — колковые барабаны; *7* — второй напольный ленточный транспортер (отводящий)

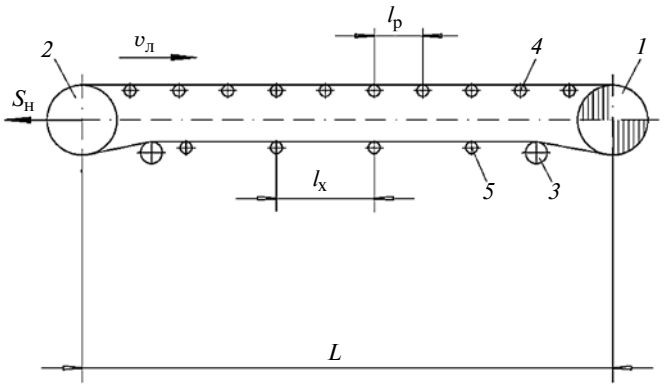


Рис. 2. Схема напольного горизонтального ленточного конвейера:
1 — приводной барабан; *2* — натяжной барабан; *3* — отклоняющий барабан; *4* — роликовые опоры на рабочей ветви; *5* — роликовые опоры на холостой ветви

Складирование хлопка-сырца в крытых помещениях относится к подвижному хранению [2], который обеспечивает максимальное использование объема складских помещений, исключает грузовые потоки на складе, транспортировка и выдача грузов осуществляются с мест хранения в очередности их поступления, что позволяет использовать транспортно-складскую технологию, повышает надежность автоматизации и безопасность труда.

Полная автоматизация цикла загрузка—хранение—разгрузка осуществляется с использованием напольного ленточного транспортера и комплекта из четырех—шести специальных колковых барабанов, которые устанавливают под углами $\alpha = 8 \div 12^\circ$ с учетом угла естественного откоса волокнистого материала (см. рис. 1).

Колковые барабаны предназначены для интенсивного разрыхления плотных слоев хлопка-сырца, поступающего по напольному транспортеру со скоростью, зависящей от работы барабанов. Разрыхленный волокнистый материал с колковых барабанов самосбросом поступает на второй напольный ленточный конвейер и через разгрузочное окно с помощью транспортирующих устройств попадает в сушильный цех для удаления кондиционной влаги, а далее в джинно-линтерный цех для получения хлопкового волокна от семян.

Работа ленточных конвейеров *1*, *4* и *7* отличается по характеру и загруженности. Конвейеры *1* и *7* предназначены только для транспортировки разрыхленного хлопка-сырца, конвейер *4* осуществляет транспортирование всего объема волокнистого материала в пределах одного отсека крытого хранилища. Из-за уплотнения хлопка-сырца под собственным весом резко возрастает нагрузка на роликовые опоры рабочей ветви конвейера, что требует увеличения тяговых усилий и повышения мощности привода ленточного конвейера.

Расчет и проектирование привода данного ленточного конвейера имеют ряд особенностей. Прежде всего, скорость ленты должна согласовываться с производительностью колковых барабанов. Ширину ленты выбирают с учетом числа конвейеров и ширины отсека хранилища. Транспортируемое средство одновременно является местом хранения волокнистого материала. Основой проектирования конвейера является силовой расчет и определение требуемой мощности привода.

В соответствии с методикой, изложенной в работах [2, 3], рассмотрим расчет и проектирование напольного ленточного конвейера *4* (см. рис. 1) для транспортирования уплотненного хлопка-сырца (рис. 2) со следующими исходными данными: производительность $Q_m = 15$ т/ч; насыпная плотность хлопка-сырца $\rho = 135$ кг/м^3; длина конвейера $L = 50$ м.

Проектирование ленточного транспортера состоит из двух этапов: первый — выбор элементов конструкции (конвейерная лента, роликовые опоры, барабаны, натяжное устройство) и их параметров; второй — расчет тяговых усилий (определение распределенных сил сопротивления, натяжений ленты, сцепляемости и прочности ленты, расчет привода).

Конвейерная лента

При проектировании ленточных транспортеров ширину ленты определяют по заданной производительности [3]:

$$B \geq 1{,}1\sqrt{\frac{Q}{K_п \upsilon \rho K_\beta}} + 0{,}05, \qquad (1)$$

где Q — производительность, т/ч; υ — скорость перемещения груза, м/с; ρ — насыпная плотность, кг/м^3; $K_п = 420$ — коэффициент, зависящий от площади поперечного сечения груза на ленте, определяемого формой роликовых опор (прямая, желобчатая) и подвижностью частиц груза; K_β — коэффициент, учитывающий уменьшение сечения груза на наклонном участке конвейера вследствие частичного ссыпания груза в сторону, противоположную движению, для горизонтальных конвейеров $K_\beta = 1$.

Так как ширина B ленты определяется размерами производственной площади и расположением ленточных конвейеров, то из выражения (1) найдем скорость перемещения груза:

$$\upsilon = \frac{Q}{K_п \rho K_\beta (0{,}81 B^2 - 0{,}09 B + 0{,}0025)}. \qquad (2)$$

Ширина стандартной ленты $B = 1800$ мм. В проектируемой конструкции будем использовать четыре параллельно расположенных ленточных конвейера, разделенных вертикальными перегородками,

на которых установлены щитки, перекрывающие конечные свободные от ленты участки роликовых опор и зазор между перегородкой и стойкой роликовых опор.

Скорость перемещения хлопка-сырца по формуле (2) с учетом принятых параметров составит $\upsilon = 0{,}16$ м/с.

Наибольшее применение получили прорезиненные конвейерные ленты, представляющие собой каркас, установленный между резиновыми прокладками. Для конвейера выбрали резинотканевую ленту БКНЛ-150. Ее техническая характеристика: прочность ткани по основе 150 Н/мм; число тканевых прокладок $z = 4 \div 8$; толщина тканевых прокладок с резиновой прослойкой $\delta_п = 1 \div 2$ мм; толщина прокладок: рабочих — $\delta_1 = 3 \div 6$ мм, нерабочих — $\delta_2 = 1 \div 2$ мм [3]. Таким образом, толщина ленты составляет $\delta_л = \delta_1 + \delta z + \delta_2 = 10{,}2$ мм. Время одного пробега по контуру конвейера $t = 2L/\upsilon = 10{,}4$ мин.

Роликовые опоры

Для транспортирования хлопка-сырца рекомендованы прямые роликовые опоры для рабочей ветви конвейера (рис. 3). Диаметр роликовых опор зависит от ширины B ленты, насыпной плотности ρ груза и скорости ленты и составляет $D_р = 159$ мм.

Длина роликовых опор с учетом ширины ленты составляет $L_р = B + 100 \div 150 = 1950$ мм. Расстояние между роликовыми опорами на рабочей ветви зависит от ширины ленты и плотности груза, для проектируемого конвейера $l_р = 1000 \div 1100$ мм. В месте загрузки, как правило, дополнительно устанавливают 1—3 роликовые опоры. В данном случае рабочая ветвь заполняется хлопком-сырцом, расстояние между роликовыми опорами составит $l_р = 500$ мм.

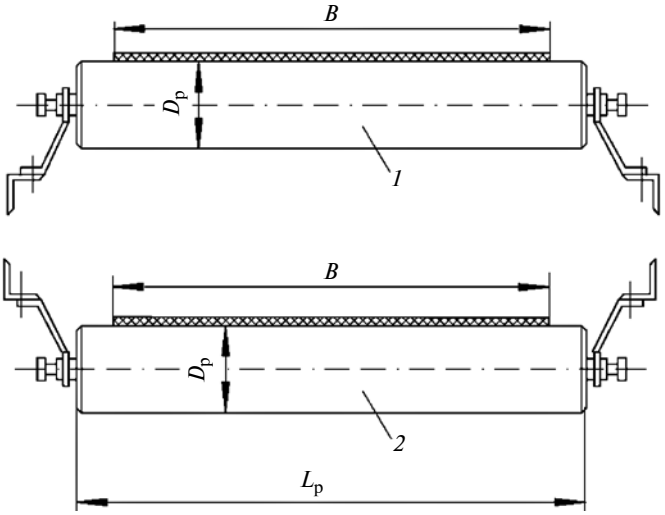


Рис. 3. Роликовые опоры для прорезиненной ленты рабочей (*1*) и холостой (*2*) ветвей

Расстояние между роликовыми опорами на холостой ветви в 2 раза больше: $l_х = 2l_р = 1000$ мм. Тогда числа роликовых опор на рабочей и холостой ветвях соответственно $n_р = L/l_р = 100$ и $n_х = L/l_х = 50$.

Барабаны

Диаметры приводного ($D_п$) и натяжного ($D_н$) барабанов зависят от толщины ленты, т. е. от числа z прокладок, и должны соответствовать нормальному ряду диаметров: $D \geq K_1 K_2 z$, где $K_1 = 1{,}6$ — коэффициент, учитывающий прочность тканевых прокладок ленты [3]; $K_2 = 100$ — коэффициент, учитывающий усилие в ленте и угол обхвата барабана; $z = 4$.

Таким образом, диаметр приводного барабана $D_п = 640$ мм, и с учетом нормального ряда принимаем $D_п = 630$ мм.

Диаметр натяжного барабана определяет выражение $D_н \geq 0{,}8 D_п$, тогда $D_н = 512$ мм, принимаем $D_н = 500$ мм.

Диаметр отклоняющего барабана $D_о \geq 0{,}65 D_п$, т. е. $D_о = 416$ мм, с учетом нормального ряда принимаем $D_о = 400$ мм.

Длина всех барабанов равна длине роликовых опор: $L_б = 1950$ мм.

В конструкции используем сварные выпуклые барабаны со стрелой выпуклости $y = L_б/200 = 9{,}75$ мм. Причем стрела выпуклости должна составлять 0,5 % от длины обечайки барабана, но не менее 4 мм.

Приводной барабан крепится на валу шпонками, натяжной и отклоняющий барабаны свободно вращаются на неподвижной оси, их опоры качения расположены в расточках ступиц.

Расчетом определяют силу натяжения ленты на всех участках конвейера. Для определения распределенных сил сопротивления движению вычислим нагрузки по всему контуру конвейерной ленты.

Грузовая ветвь

Вес погонного метра ленты $q_л = 0{,}01 B \delta_л = 183{,}6$ Н/м. Вес вращающихся частей роликовой опоры, отнесенный к одному метру длины ленты рабочей ветви: $q_{рр} = G_р/l_р = 1000$ Н/м; $q_{рх} = G_р/l_х = 500$ Н/м, где $G_р = 50$ кг — масса вращающейся части роликовых опор [3].

Вес погонного метра транспортируемого материала на грузовой ветви конвейера: $q_г = \dfrac{Q_в}{3{,}6\upsilon} = 260{,}4$ Н/м, где $Q_в$ — производительность по весу груза, кН/ч.

Так как накопленный объем волокнистого материала транспортируется, необходимо в 6—8 раз увеличить расчетное значение веса погонного метра на грузовой ветви конвейера, что соответствует максимальному заполнению крытого хранилища

волокнистым материалом. Таким образом, погонный метр груза составит $q_г = 1562 \div 2083$ Н/м, принимаем среднее значение $q_г = 1823$ Н/м.

Расчет натяжений ленты в определенных точках контура конвейера

Зададим силу S_1 натяжения сбегающего с натяжного барабана конца ленты (рис. 4, точка *1*) так, чтобы стрела провисания ленты под действием веса ленты и груза между роликовыми опорами в месте загрузки не превышала $f_1 = 0{,}02 l_р$, т. е. условие данного натяжения $S_1 \geq \dfrac{(q_л + q_г) l_р^2}{8 f_1} = 6272$ Н, принимаем $S_1 = 6300$ Н.

Силы натяжения в других точках контура конвейера определим обходом по контуру ленты, т. е. сила натяжения в каждой последующей точке равна сумме силы натяжения в предыдущей точке k и силы W сопротивления движению ленты на участке между рассматриваемыми точками:

$$S_{k+1} = S_k + W_{k(k+1)}.$$

Силы натяжения в точках *3—8* (см. рис. 4) холостой ветви конвейера рассчитаем обходом по ветви против ее движения, начиная от точки *1*. При этом силы сопротивления движению ленты вычитаются.

Сила натяжения в точке *2* составит:

$$S_2 = S_1 + (q_л + q_г + q_{рр}) L w,$$

где $L = 50$ м — длина конвейера; w — коэффициент сопротивления движению ленты по роликовым опорам (зависит от условия работы конвейера и назначения). Для неотапливаемого помещения при значительной запыленности $w = 0{,}04$, тогда натяжение в точке *2* составит $S_2 = 12\,314$ Н.

Рассмотрим обход по контуру против движения холостой ветви. Для определения силы S_3 натяжения сбегающей с приводного барабана ленты (в точке *3*) выполним обход по контуру ленты против ее движения, начиная от точки *1* с силой натяжения $S_1 = 6300$ Н. На участке $S_1 - S_8$ сила натяжения при огибании барабана (угол огибания $\alpha = 180°$) составит: $S_8 = S_1/\xi$, где $\xi = 1{,}06$ — коэффициент сопротивления.

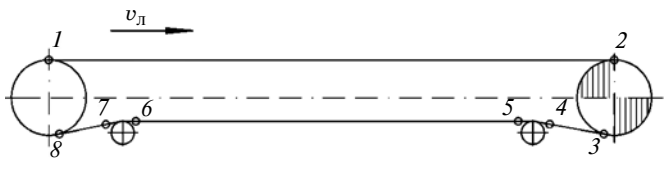


Рис. 4. Расчетная схема сил натяжения в отдельных точках конвейера

В точках *7* и *8* силы натяжения $S_7 = S_8 = 5943$ Н. В точке *6* (огибание отклоняющего барабана) силу натяжения рассчитываем при $\xi = 1{,}04$:

$$S_6 = S_7/\xi = 5714 \text{ Н}.$$

Силу натяжения в точке *5* рассчитаем по формуле, учитывающей погонный вес $q_л$ ленты и вращающей части роликовых опор на холостой ветви:

$$S_5 = S_6 - (q_л + q_{рх}) L w = 4346 \text{ Н}.$$

В точках *3* и *4* сила натяжения $S_3 = S_4 = 4179$ Н.

Таким образом, сила натяжения в точке *2* равна силе натяжения набегающей ветви $S_{нб} = S_2 = 12\,314$ Н, а сила натяжения в точке *3* равно силе натяжения сбегающей ветви $S_3 = S_{сб} = 4179$ Н.

Проверка сцепления ленты с приводным барабаном

Чтобы исключить проскальзывание приводного барабана по ленте, должно выполняться условие Эйлера:

$$S_{нб} - S_{сб} \leq S_{нб} \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}}, \qquad (3)$$

где $e = 2{,}718$ — основание натуральных логарифмов; f — коэффициент трения ленты о поверхность барабана (для футерованных стальных или чугунных сухих барабанов $f = 0{,}4$); $\alpha = 3{,}66$ рад — угол обхвата лентой барабана.

Тогда $e^{f\alpha} = 2{,}7^{0{,}4 \cdot 3{,}66} = 3{,}92$; $S_{нб} - S_{сб} = 18\,135$ Н; $S_{нб} \dfrac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} = 9173$ Н. Следовательно, условие (3) выполняется.

Проверка ленты на прочность

Наибольшее натяжение ленты в точке *2* составляет $S_{нб} = 12\,314$ Н. Найдем нагрузку на 1 см ширины тканевой прокладки при $z = 4$ и $B = 1800$ мм:

$$p = \frac{S_{нб}}{zB} = \frac{12\,314}{4 \cdot 180} = 17{,}1 \text{ Н/см}.$$

Тогда запас прочности для прокладок из ткани БКНЛ-150 $n = \sigma_р/p = 87{,}7$.

Так как фактический запас прочности превышает рекомендованное, то можно использовать ленту с меньшим числом прокладок, т. е. $z = 3$.

Привод ленточного конвейера

Для определения потребляемой конвейером мощности и выбора электродвигателя найдем крутящий момент на валу приводного барабана:

$$T = (S_{нб} - S_{сб})\frac{D_п}{2} = 2563 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При скорости ленты $\upsilon = 0{,}16$ м/с угловая скорость приводного вала составит $\omega = 2\upsilon/D_п = 0{,}51$ рад/с.

Мощность электродвигателя рассчитываем по формуле

$$P = \frac{T\omega K}{1000\eta_м}, \qquad (4)$$

где $\eta_м = 0{,}75$ — КПД, учитывающий потери в приводном механизме; K — коэффициент, учитывающий дополнительные силы сопротивления движению в местах загрузки ленты, на барабанах и др., который зависит от длины конвейера.

Для проектируемого конвейера $K = 1{,}7$, тогда $P = 2{,}96$ кВт.

По требуемой мощности выбираем трехфазный асинхронный электродвигатель 4А160S8 мощностью $P = 7{,}5$ кВт с синхронной частотой вращения $n_с = 750$ мин$^{-1}$, коэффициент скольжения $S = 2{,}5$ %. Выбор электродвигателя такой мощности обусловлен наличием двух отборов мощности для рабочих валов.

Частота вращения вала двигателя $n_д = n_с(1 - S) = 731$ мин$^{-1}$. Частота вращения приводного барабана $n_б = \frac{60\upsilon}{\pi D_п} = 4{,}85$ мин$^{-1}$. Требуемое передаточное число механизма передачи вращения от двигателя к барабану $u_м = n_д/n_б = 150{,}7$.

Данное передаточное число можно реализовать, если в приводе (рис. 5) проектируемого ленточного конвейера установить двухступенчатый червячный редуктор Ч2-160 [4] с передаточным числом $u = 169$ при двух отборах мощности, имеющий допустимый крутящий момент на тихоходном вале $M_т = 2600$ Н · м, расчетный КПД $\eta = 0{,}71$; $M_т > T$. Применение червячного редуктора обусловлено тем, что нежелательно увеличение ширины привода.

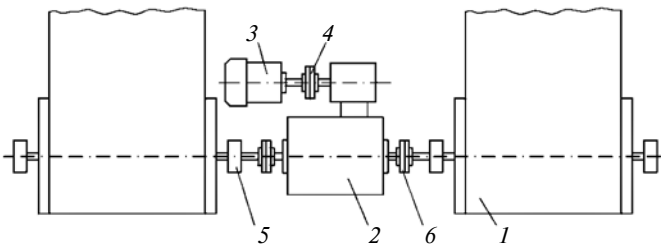


Рис. 5. Кинематическая схема привода ленточного конвейера:
1 — приводной барабан с лентой; *2* — двухступенчатый червячный редуктор; *3* — электродвигатель; *4* — упругая втулочно-пальцевая муфта; *5* — подшипник; *6* — зубчатая муфта

Выходной вал редуктора и вал барабана, как правило, соединяют зубчатой муфтой, вал двигателя и вал редуктора — упругой муфтой.

Натяжное устройство

В ленточных конвейерах натяжное устройство располагают, как правило, в точке минимального натяжения гибкого элемента. Натяжное устройство обеспечивает необходимую силу натяжения ленты конвейера, достаточное для надежного сцепления ее с приводным барабаном. Кроме того, натяжение ленты должно ограничивать провисание ленты между роликовыми опорами. В проектируемом конвейере используется винтовое натяжное устройство, которое рекомендуется для конвейеров длиной 50÷60 м и имеет меньшие габаритные размеры по сравнению с грузовыми. При этом требуются периодический контроль состояния конвейерной ленты и ее подтягивание по мере растяжения.

Эксплуатационным показателем натяжного устройства является ход натяжения. Как правило, он равен 1 % от длины конвейера и составляет не менее 400 мм [2]. Необходимое усилие $F_{н.у}$ винтового натяжного устройства для каждого из двух винтов определяют в зависимости от сил натяжения конвейерной ленты в точках *1* и *8*: $F_{н.у} = (S_1 + S_8)/2 = 6122$ Н. Для контроля силы натяжения можно использовать формулу связи между осевой силой, создаваемой винтом и крутящим моментом на винте.

Таким образом, выполнен расчет напольного ленточного конвейера для складирования хлопка-сырца в помещении с учетом накопления равномерного слоя груза на ленте, т. е. увеличения погонной нагрузки на рабочей ветви конвейера. При этом ширину ленты определяли с учетом размеров складского помещения и параллельного расположения конвейеров, скорость ленты рассчитывали с учетом ее ширины и производительности конвейера.

БИБЛИОГАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. на полезную модель FAP 00520 РУз:** Хранилище для волокнистого материала.

2. **Подъемно-транспортные** устройства в текстильной промышленности // Никонов И. Я., Машчев Е. Н., Пахнов М. Н., Вощанкин А. И. М.: Легпромбытиздат, 1987. 224 с.

3. **Балашов В. П.** Грузоподъемные и транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1987. 384 с.

4. **Мотор-редукторы** и редукторы. Каталог. М.: НИИМАШ, 1978. 88 с.

УДК 621.313:62-83:681.5:621.9.08

Ю. С. СЕРГЕЕВ, С. В. СЕРГЕЕВ, кандидаты технических наук,
А. А. ДЬЯКОНОВ, д-р техн. наук, А. В. КОНОНИСТОВ, Г. Е. КАРПОВ,
А. А. МИКРЮКОВ (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск),
e-mail: sergeevys@susu.ru

Автоматизированная система мониторинга самосинхронизирующихся виброприводов[1]

Предложена автоматизированная система мониторинга (АСМ) работы самосинхронизирующихся виброприводов и обеспечения их стабильного функционирования. АСМ обеспечивает сбор информации, ее автоматическую обработку и настройку синхронной работы системы посредством интегрированной в нее электрической обратной связи.

Ключевые слова: самосинхронизирующаяся система, вибропривод, автоматизация, мониторинг, управление, параметры.

The automated monitoring system (AMS) of operation of self-synchronizing vibration drives and assuring their stable functioning is suggested. The AMS provides parametric information collection from vibration drives, its automatic processing and setup of synchronous system operation by integrated electric feedback.

Keywords: self-synchronizing system, vibration drive, automation, monitoring, control, parameters.

В вибрационной механике есть необходимость в управлении синхронизацией электромеханических систем [1, 2]. Наибольший интерес представляет управление технологическими параметрами самосинхронизирующихся вращательных и колебательных движений группы объектов электромеханической системы, в первую очередь, обеспечивающих вращательную синхронизацию, например, два вращающихся электропривода на общем основании. Возможности управления синхронизацией вращательных движений хорошо изучены и реализуются, как правило, электрически или посредством обратной связи [3—5], или на основании сложных законов движения с помощью коммутаторов с гибкой логикой [6]. В самосинхронизирующихся системах могут быть более сложные объекты, которые при вращении генерируют различные колебания. Например, совместно работающие электровиброприводы на базе вентильно-индукторных двигателей [7], многодебалансные [1, 2], многороторные [8, 9] и роторно-дебалансные инерционные виброприводы [9].

Кроме того, существует множество технологических систем с самосинхронизацией, которые плохо изучены и решений по их управлению пока не найдено. Например, самосинхронизация при работе группы мерных многолезвийных металлообрабатывающих инструментов (сверла, зенкеры, развертки, фрезы и т. п.) [11], или, когда при обработке таким инструментом возникает самосинхронизация вращения поперечных и продольных колебаний [12]. Данный эффект наблюдается и при бурении скважин и шпуров многолезвийными буровыми инструментами режуще-скалывающего действия [13].

Особенность самосинхронизации заключается в следующем. Каждый объект генерирует свои колебания с определенной частотой, но при объединении их в единую систему они генерируют совместно колебания с одинаковой частотой или колебания с кратными частотами $n_1\omega_к$, $n_2\omega_к$, ..., $n_к\omega_к$, где $\omega_к$ — синхронная частота; n_1, n_2, ..., $n_к$ — целые числа.

Причем объекты, генерирующие колебания с разными частотами, даже при слабой взаимосвязи настолько стремятся к самосинхронизации, что отключение одного из них не нарушает этого эффекта [11].

Одной из проблем реализации управления самосинхронизацией системы является автоматизация мониторинга ее параметров. На сегодняшний день разработано множество систем вибрационного мониторинга, основанных на разных эффектах. Каждый имеет и преимущества, и недостатки. Существуют определенные трудности в теоретическом обосновании и моделировании работы таких систем. Известны две группы методов измерения параметров вибраций: контактные, когда датчик механически связан с исследуемым объектом, и бесконтактные — без такой механической связи. В первых регистрация колебаний с низкими частотами и относительно большими амплитудами осуществляется с высокой точностью, например, с помощью пьезоэлектрических датчиков. Но из-за высокой инерционности, искажающей форму сигнала, невозможно измерение колебаний высокой частоты и малой амплитуды, особенно при мониторинге самосинхронизирующихся виброприводов.

Регистрация перемещений при малых амплитудах колебаний выполняется амплитудным методом (метод открытого резонатора) по изменению выходной мощности при проходной схеме включения резонатора или отраженной мощности при использовании оконечного включения [3, 4]. Данный метод требует постоянной мощности, подводимой к резонатору, и высокой стабильности частоты возбуждения.

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ, грант № 9.7960.2017/БЧ.

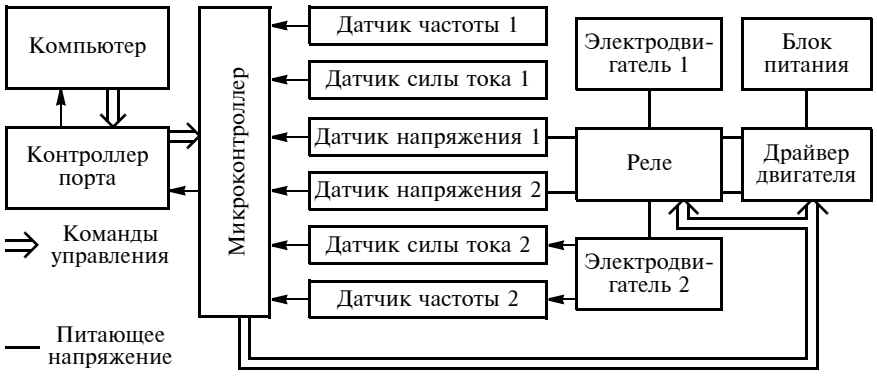


Рис. 1. Функциональная схема АСМ самосинхронизирующихся виброприводов

Бесконтактные методы основаны на зондировании объекта звуковыми и электромагнитными волнами, например метод ультразвуковой фазометрии, который заключается в измерении текущей разности фаз опорного сигнала ультразвуковой частоты и сигнала, отраженного от исследуемого объекта. В качестве чувствительных элементов используется пьезоэлектрическая керамика. Достоинства данного метода: низкая стоимость, компактность аппаратуры, отсутствие ограничений по низкой частоте, высокие скорость и точность измерения низкочастотных вибраций. Его недостатки: значительное затухание ультразвука в воздухе, зависимость от состояния окружающей среды, снижение точности измерения при увеличении частоты колебаний. К данным методам измерения вибраций относятся и методы зондирования объекта видимым светом. Недостатки оптических методов: сложность, громоздкость, высокая стоимость оборудования, большое энергопотребление, высокие требования к качеству поверхности исследуемого объекта и состоянию окружающей среды (определенная влажность, отсутствие пыли и пр.). Кроме того, лазерное излучение оказывает вредное влияние на зрение человека, поэтому требуются средства защиты.

Для устранения вышеперечисленных недостатков разработана автоматизированная система мониторинга (АСМ) самосинхронизирующихся виброприводов, которая включает в себя сбор информации по показателям работы виброприводов, их автоматическую обработку, поднастройку устойчивой синхронной работы элементов системы посредством электрической обратной связи, интегрированной в систему виброприводов.

Разработанная установка (рис. 1) отличается от уже известных тем, что осуществляет мониторинг колебаний, возбуждаемых виброприводами, измерением частот вращения самосинхронизирующихся электровиброприводов и автоматически поддерживает требуемый режим. Основным элементом АСМ является плата Arduino Romeo на базе микроконтроллера ATmega 328, управляющего работой системы. Данный микроконтроллер имеет 14 цифровых и 8 аналоговых каналов ввода/вывода, что позволяет осуществлять мониторинг вибрационной системы из двух виброприводов. Связь между микроконтроллером и ЭВМ осуществляется через com-порт. Соединение обеспечивает чип ATmega 8U2, также расположенный на плате Arduino Romeo. Важным элементом данной платы является драйвер L298N двигателя, который по команде от микроконтроллера изменяет напряжение тока на объекте управления. Объектом управления АСМ является пара электродвигателей постоянного тока, предназначенных для сообщения вращательного движения рабочим органам самосинхронизирующихся виброприводов.

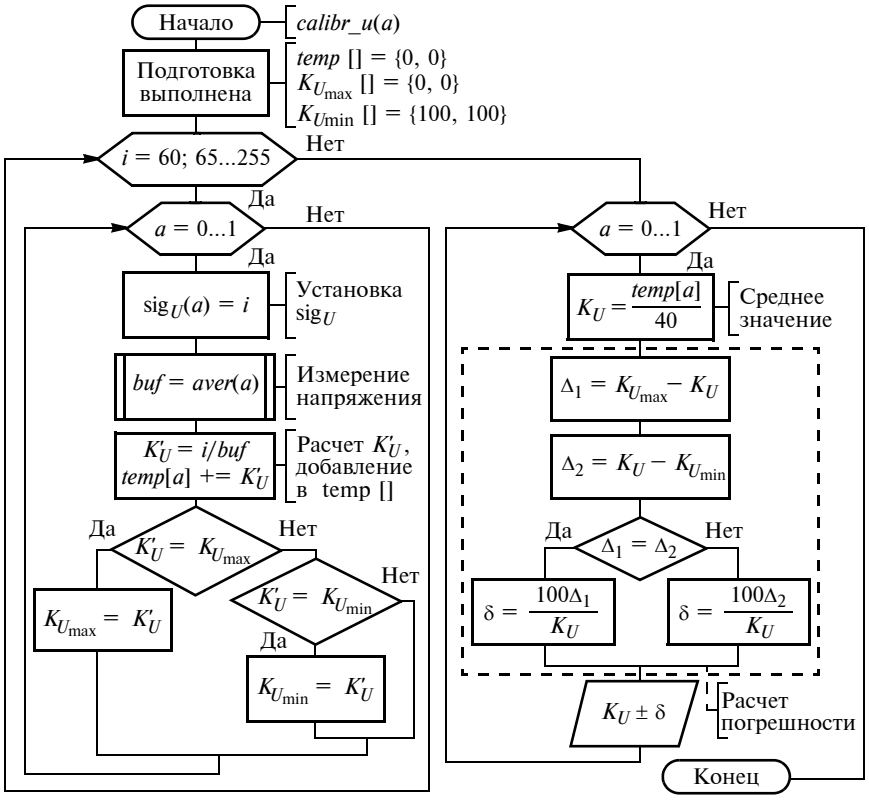


Рис. 2. Алгоритм тарировки питающего напряжения на электродвигателе вибропривода

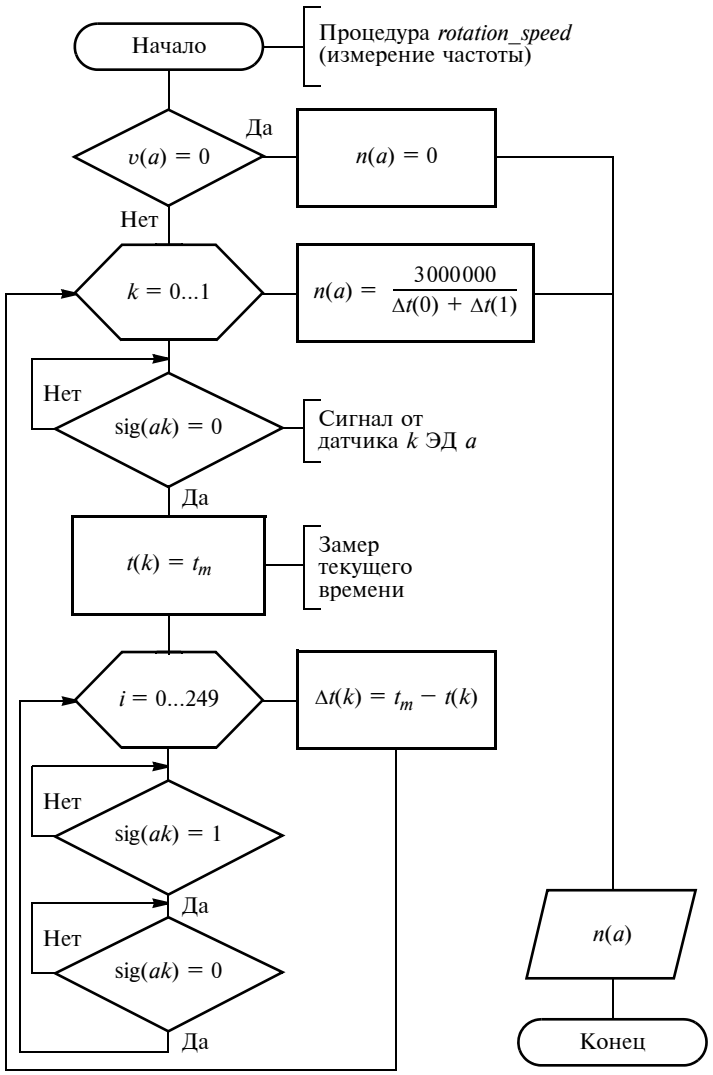


Рис. 3. Алгоритм измерения частоты вращения вала электродвигателя

Подключение электродвигателей к блоку питания осуществляется через драйвер.

При исследовании процесса самосинхронизации виброприводов важна оценка мощности, затрачиваемой на поддержку требуемого режима колебаний. С этой целью в цепь питания электродвигателей включены датчики силы тока и напряжения, которые требуют предварительную тарировку.

Тарировочный коэффициент K_U датчика напряжения определяет управляющее воздействие (УВ) для обеспечения требуемого напряжения на электродвигателе вибропривода: $\text{sig}_U = U/K_U$.

Для определения коэффициента K_U выполняются измерения согласно алгоритму (рис. 2). При разных значениях УВ sig_U (в условных единицах от 60 до 255 с шагом 5) измеряется напряжение U посредством датчика напряжения и определяется коэффициент K_U. Также фиксируются максимальное и минимальное значения коэффициента K_U. Анализ полученных данных позволяет получить линейную функцию $U(\text{sig}_U)$ и среднее значение коэффициента $K_U = \text{ctg}(\alpha)$. Если разница между полученным значением и максимальным или минимальным значениями коэффициента превышает 3 %, то осуществляется повторная тарировка. Получение после этого аналогичных результатов указывает на наличие неисправности в системе мониторинга, например, отсутствие какого-либо контакта. Тарировочный коэффициент датчика силы тока отражает зависимость между показаниями датчика и силой тока на электродвигателе вибропривода: $I = K_I \text{sig}_I$.

В основе определения коэффициента K_I лежит алгоритм, разработанный компанией DFRobot (КНР) [14]. Для измерения частоты вращения вала электродвигателя установлен постоянный магнит, а на корпусе электродвигателя расположены два цифровых датчика Холла так, что при любом угле поворота магнита относительно оси вала электродвигателя лишь с одного из датчиков может поступать сигнал 1, указывающий на близость магнита. В это же время с другого датчика поступает сигнал 0. Измерение частоты вращения (рис. 3) начинается с момента поступления с первого датчика сигнала 1, при этом фиксируется текущее время. Далее поступают сигналы 1 со второго датчика, а затем с первого датчика, т. е. электродвигатель совершил один оборот. После подсчета числа оборотов (n) также фиксируется текущее время, определяется Δt и вычисляется частота вращения вала электродвигателя: $n = n/\Delta t$.

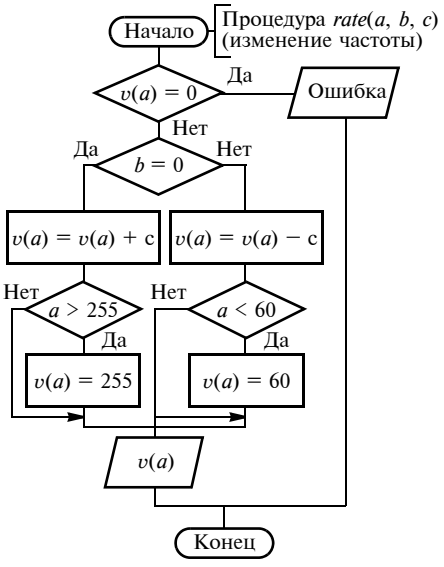


Рис. 4. Алгоритм изменения частоты вращения вала электродвигателя

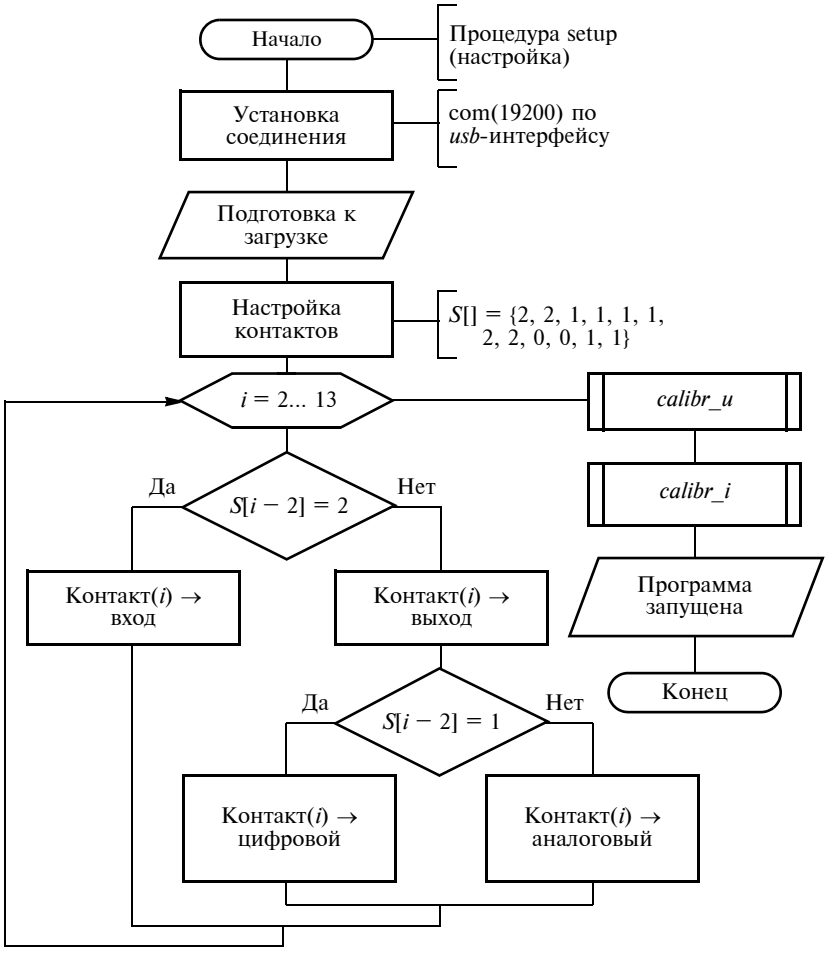


Рис. 5. Алгоритм самонастройки системы мониторинга

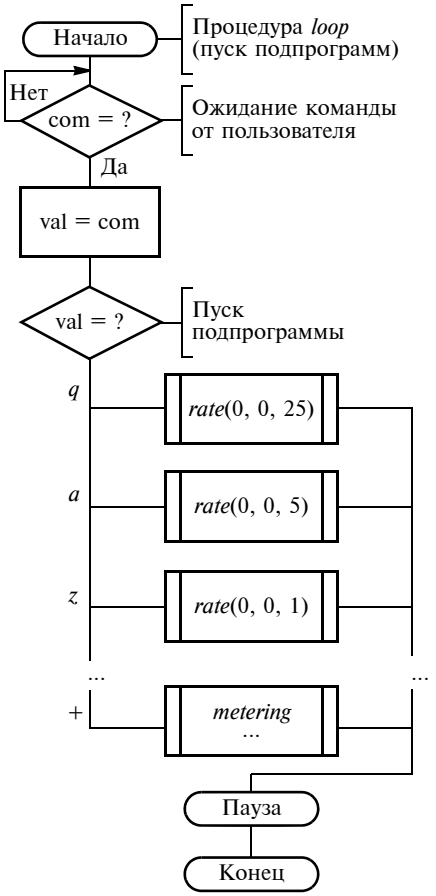


Рис. 6. Алгоритм установки системы мониторинга оператором на заданные режимы работы

Число отсчитываемых оборотов зависит от параметров вибропривода и требуемой скорости измерения и точности. Если измерение частоты вращения вала электродвигателя выполняется в режиме реального времени с высокой точностью, то к АСМ подключается дополнительный модуль, осуществляющий обработку прерываний, поступающих с датчиков Холла. Изменение частоты вращения вала электродвигателя (рис. 4) выполняется по команде оператора или в результате мониторинга системы и корректировкой управляющего сигнала, поступающего от микроконтроллера к драйверу двигателя, в результате чего в соответствии с полученной командой выставляется питающее напряжение на электродвигателе, которое может составлять 24÷100 % от номинального напряжения источника питания. Оценка правильности корректирующего воздействия осуществляется измерением частоты вращения вала электродвигателя. При необходимости оператор получает сообщение об изменении режима работы вибропривода.

Работа АСМ происходит следующим образом. При пуске или перезагрузке АСМ выполняется самонастройка согласно алгоритму (рис. 5), которая включает в себя: соединения через com-порт микроконтроллера системы мониторинга с ЭВМ оператора; подключение и настройку портов ввода/вывода микроконтроллера; определение для каждого из управляемых вибропривода тарировочных коэффициентов для датчиков силы тока и драйвера двигателя. После настройки системы мониторинга оператор, ориентируясь на осциллограммы с датчиков Холла [7], задает частоты вращения электродвигателей (рис. 6). Далее датчиками фиксируются частоты вращения валов вибропривода, частота и амплитуда возбуждаемых колебаний, мощность, затрачиваемая на поддержку этих колебаний. Система управления переходит в автоматизированный режим.

Таким образом, разработанная АСМ позволяет в автоматическом режиме контролировать работу вибропривода и принудительно связанных, например посредством электрической или кинематической передачи, и даже имеющих физическую (неголономную) связь [8, 11—13]. Данная система позволяет контролировать работу новых приводов с самовозбуждаемыми колебаниями с модулируемыми свойствами [10]. Для данной АСМ разработана программа [15].

УДК (62-822 + 620.17.05).001.5

А. И. НИЖЕГОРОДОВ, д-р техн. наук (Иркутский национальный исследовательский технический университет), e-mail: nastromo_irkutsk@mail.ru

Анализ и синтез универсальной вибрационной машины с гидрообъемным возбуждением колебаний. Часть 1

Вибрационная машина с гидрообъемным возбуждением колебаний и гидравлической пружиной в виде упругой оболочки рассмотрена на основе анализа ее статических и динамических характеристик. Рассчитаны объемная жесткость колебательной системы и собственная частота. Дан анализ амплитудно-частотных характеристик, оценена возможность управления колебаниями изменением начального давления, объемной жесткости и предварительного поджатия оболочки. Приведены технические решения, основанные на использовании свойств гидравлических рукавов высокого давления — упругих оболочек. Показано, что свойства рассмотренных систем позволяют создавать режимы с регулируемыми амплитудой и частотой, а также режимы амплитудной и амплитудно-частотной модуляции для испытательных стендов.

Ключевые слова: гидрообъемный генератор, упругая оболочка, объемная жесткость, резонансный режим, добротность системы, амплитудно-частотная характеристика.

The vibration machine with hydro-volume vibration excitation and a hydraulic spring as an elastic shell is considered basing on the analysis of its static and dynamic characteristics. The volume stiffness of a vibrating system and eigen frequency are calculated. The analysis to amplitude-frequency characteristics is given, the possibility of vibrations control by changing of initial pressure, volume stiffness and shell preload is evaluated. The engineering solutions, based on application of properties of high-pressure hoses — elastic shells — are presented. It is shown, that properties of the considered systems allow to develop modes with controllable amplitude and frequency, and also modes of amplitude and amplitude-frequency modulation for test benches.

Keywords: hydro-volume generator, elastic shell, volume stiffness, resonance mode, system quality factor, amplitude-frequency characteristic.

Использование гидрообъемного вибропривода с нелинейными звеньями в структуре для возбуждения колебаний исполнительных механизмов и рабочих органов вибрационных машин дает возможность реализации разнообразных управляемых режимов и процессов. Такие динамические системы находят применение, например, в технологических процессах вибротранспортирования и вибросегрегации сыпучих материалов [1—3], в сфере испытаний технических объектов на вибропрочность и виброустойчивость [4—7], в системах динамического гашения колебаний [8] и т. п.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 27)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Блехман И. И.** Синхронизация в природе и в технике. М.: Наука, 1985. 124 с.

2. **Блехман И. И.** Синхронизация динамических систем. М.: Наука, 1971. 896 с.

3. **Рагульскис К. М., Юркаускас А. Ю.** Вибрация роторных систем. Л.: Машиностроение, 1985. 119 с.

4. **Луковников В. И.** Электропривод колебательного движения. М.: Энергоатомиздат, 1984. 152 с.

5. **Кельзон А. С.** Управление колебаниями роторов / Под ред. К. М. Рагульскиса. СПб.: Политехника, 1992. 119 с.

6. **Сергеев Ю. С.** Расчет динамических режимов виброприводов на базе вентильно-индукторных двигателей // Известия вузов. Электромеханика. 2010. № 6. С. 28—31.

7. **Сергеев Ю. С., Сандалов В. М.** Динамическая модель вентильно-индукторного вибропривода // Электротехника. 2012. № 8. С. 24—27.

8. **Пат. 2347627 Рос. Федерации:** МПК[7] B 06 B 1/16. Способ возбуждения колебаний и устройство для его осуществления.

9. **Пат. 2410166 Рос. Федерации:** МПК 7 B 06 B 1/16. Способ возбуждения колебаний.

10. **Пат. 2533743 Рос. Федерации:** МПК[7] B 06 B 1/00, G 03 G 9/08. Способ возбуждения колебаний.

11. **Сергеев С. В.** Влияние синхронизации автоколебаний сверл на точность формирования отверстий при многоинструментной обработке // СТИН. 2010. № 11. С. 22—28.

12. **Сергеев С. В.** Влияние синхронизации автоколебаний сверл на точность формирования отверстий // СТИН. 2010. № 10. С. 19—24.

13. **Сергеев С. В., Сергеев Ю. С., Решетников Б. А.** Динамический способ управления трассой скважины при направленном бурении — Нефтегазовое дело // Электронный науч. журн. 2013. № 5. С. 89—103. URL: http://www.ogbus.ru/authors/SergeevSV/SergeevSV_3.pdf

14. **http://www.dfrobot.**com/wiki/index.php?title=50A_Current_Sensor (SKU:S EN0098)

15. **Свидетельство 2014660855 Рос. Федерации:** Программное обеспечение для автоматизированного мониторинга самосинхронизирующихся вибросистем: свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ.

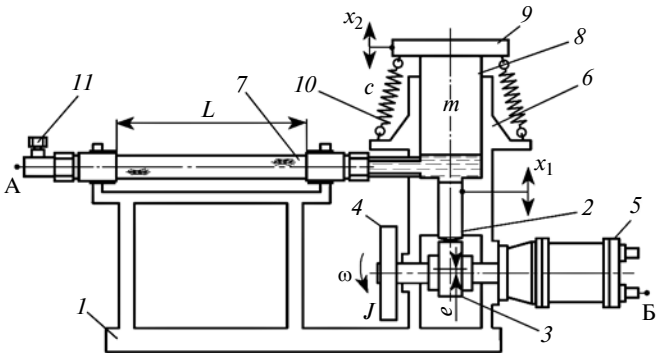


Рис. 1. Схема вибрационной машины с нелинейной гидравлической пружиной и гидрообъемным генератором колебаний

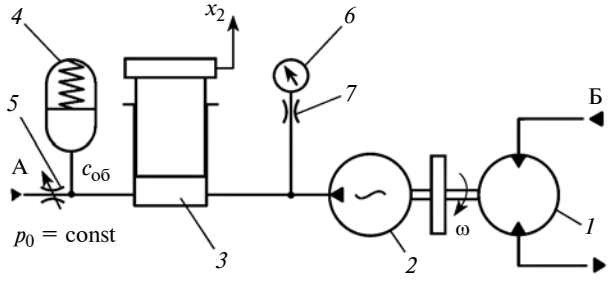


Рис. 2. Гидравлическая схема вибрационной машины

Особенно важно, что в рассматриваемом случае эти возможности могут быть обеспечены весьма простыми техническими средствами [9].

Цель исследований — синтез универсальной вибрационной машины с гидравлической пружиной и гидрообъемным генератором колебаний в структуре для создания управляемых вибрационных процессов на основе анализа ее статических и динамических характеристик.

Рассмотрим схему вибрационной машины с нелинейной гидравлической пружиной и гидрообъемным генератором колебаний (рис. 1). Машина состоит из корпуса *1* и генератора колебаний, включающего в себя плунжер *2*, эксцентриковый вал *3* с маховиком *4* (*e* — эксцентриситет) и гидромотор *5*. Полость в гидроцилиндре *6* заполнена рабочей жидкостью и сообщена с упругой оболочкой *7*, выполняющей функцию гидравлической пружины. Гидроцилиндр *6* содержит плунжер *8* с платформой *9* и возвратные механические пружины *10*, а упругая оболочка *7* — регулируемый дроссель *11* (здесь и далее упругой оболочкой назван рукав высокого давления). Точками А и Б обозначены места соединений с гидросистемой.

На рис. 2 приведена гидравлическая схема рассматриваемой вибрационной машины, где *1* — приводной гидромотор, *2* — генератор, *3* — гидроцилиндр, *4* — упругая оболочка (условно показана в виде пружинного гидроаккумулятора), *5* — регулируемый дроссель, через который гидросистемой машины компенсируются утечки жидкости и поддерживается начальное давление p_0, *6* — манометр, *7* — дроссель манометра.

При вращении эксцентрикового вала *3* с угловой скоростью ω, пульсацию которой минимизирует маховик *4* (см. рис. 1), плунжер *2* генератора совершает колебания $x_1 = e\sin\omega t$, вызывая изменение замкнутого в полостях гидроцилиндра и оболочки объема $W(x_1) = ef_1\sin\omega t$ (e — эксцентриситет вала *3*, f_1 — площадь плунжера *2*). Плунжер *8* благодаря упругости пружин *10* и объемной упругости $c_{об}$ оболочки *7* совершает колебания x_2, вызывая изменение соответствующего объема $W(x_2)$. При этом полость оболочки деформируется, то поглощая, то вытесняя объем ΔW, связанный с объемами $W(x_1)$ и $W(x_2)$:

$$W(x_1) = \Delta W + W(x_2). \qquad (1)$$

Колебательная система образована плунжером и платформой, имеет общую массу m и жесткость, сформированную суммарной жесткостью c пружин и приведенной объемной жесткостью $c_{об}f_2^2$ упругой оболочки. При этом собственная частота ω_0 колебательной системы определяется выражением

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c + c_{об}f_2^2}{m}}. \qquad (2)$$

В формуле (2) f_2 — площадь плунжера *8* гидроцилиндра, м^2; $c_{об}$ — объемная жесткость упругой оболочки, Н/м^5, которая определяется зависимостью давления p, Н/м^2, в ее полости при подаче объема ΔW, м^3.

Если зафиксировать от перемещения плунжер гидроцилиндра и перемещать плунжер генератора вверх, подавая жидкость в полость оболочки, то чем больше будет объемная деформация ΔW, тем больше будет и давление в ее полости.

На рис. 3 приведена зависимость давления p от объема ΔW деформации полости оболочки, полученная экспериментально на рукаве высокого давления с внутренним диаметром $d = 0{,}02$ м и длиной резиновой части $L = 0{,}245$ м.

Приведенный график можно описать формулой

$$p = k_1\Delta W + k_2(\Delta W)^2, \qquad (3)$$

где k_1 и k_2 — эмпирические коэффициенты (для рассматриваемого рукава высокого давления $k_1 = 62{,}6 \cdot 10^{10}$ Н/м^5, $k_2 = 63{,}8 \cdot 10^{16}$ Н/м^8).

Выражение (3) проверено для трех типоразмеров рукавов с двойным металлическим кордом: $d = 0{,}02$ м и $L = 0{,}455$ м, $d = 0{,}02$ м и $L = 0{,}92$ м, $d = 0{,}025$ м и $L = 0{,}48$ м. Построенные теоретические кривые хорошо согласуются с экспериментальными точками, при этом в каждом случае значения коэффициентов k_1 и k_2 свои.

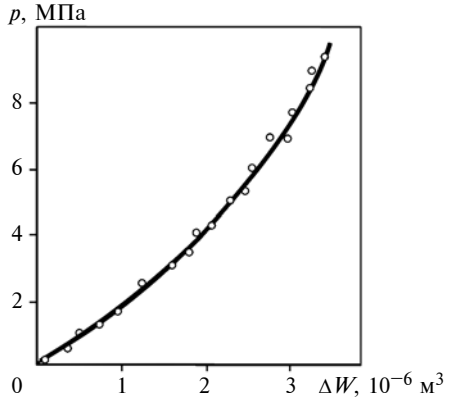


Рис. 3. Упругая объемная характеристика оболочки с внутренним диаметром d = 0,02 м и длиной L = 0,245 м

Из формулы (3) получим объемную жесткость оболочки, определяемую производной давления по объему деформации полости:

$$c_{об} = \frac{dp}{d\Delta W} = (k_1 + 2k_2\Delta W),\ Н/м^5. \qquad (4)$$

Начальная объемная деформация ΔW_0 полости соответствует начальному статическому давлению p_0 и также определяется из выражения (3):

$$\Delta W_0 = \sqrt{\frac{p_0}{k_2} + \frac{k_1^2}{4k_2^2}} - \frac{k_1}{4k_2}. \qquad (5)$$

С учетом формулы (4), приведенная к площади плунжера гидроцилиндра жесткость $c_{об}f_2^2$ упругой оболочки будет равна $f_2^2(k_1 + 2k_2\Delta W)$ и иметь размерность Н/м, что соответствует размерности жесткости обычной механической пружины.

Тогда собственная частота ω_0 колебательной системы определится выражением:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c + (k_1 + 2k_2\Delta W_0)f_2^2}{m}},\ рад/с. \qquad (6)$$

Таким образом, базовое значение собственной частоты колебательной системы согласно выражению (5) зависит от начального давления p_0 и соответствующей ему начальной объемной деформации ΔW_0 полости.

Получим дифференциальное уравнение, описывающее колебательный процесс такой системы:

$$m\frac{d^2x_2}{dt^2} \alpha \frac{dx^2}{dt} + cx_2 = f_2p, \qquad (7)$$

где p — динамическое давление в полости гидроцилиндра и оболочки; α — коэффициент вязкого трения, кг/с.

Используя выражение (3), с учетом начальной объемной деформации ΔW_0 полости получим:

$$p = k_1(\Delta W_0 + \Delta W) + k_1(\Delta W_0 + \Delta W)^2, \qquad (8)$$

где ΔW — переменная составляющая объема деформации полости оболочки.

Решая совместно уравнения (1), (7) и (8), после ряда преобразований получим следующее уравнение:

$$\frac{d^2x_2}{dt^2} + \alpha\frac{dx_2}{dt} + \left(c + \frac{p_0}{\Delta W_0}f_2^2\right)x_2 - k_2f_2^3x_2^2 +$$

$$+ 2k_2f_2^2f_1x_1x_2 = f_1f_2\frac{p_0}{\Delta W_0}x_1 + f_1^2f_2k_2x_1^2.$$

Здесь диссипативная сила $\alpha\dot{x}_2$ принята как сила вязкого сопротивления, линейно зависящая от скорости колебаний. Такой учет диссипации энергии оправдан условием сохранения той же величины рассеиваемой за цикл энергии, как и при реально действующих силах [10].

Очевидно, что система не линейна и точное аналитическое решение полученного дифференциального уравнения невозможно.

Остановим работу генератора, задав $x_1 = 0$, и выделим из уравнения силу упругости:

$$F_y = cx_2 + \frac{p_0}{\Delta W_0}f_2^2x_2 - k_2f_2^3x_2^2.$$

Зададим значения x_2 и построим суммарную упругую характеристику (рис. 4). Перемещение плунжера гидроцилиндра вниз, в область отрицательных значений x_2 (см. рис. 1), приводит к квадратичному увеличению силы упругости ("работает" упругая характеристика оболочки). Противоположное смещение в область положительных значений x_2 квадратично убавляет F_y. Таким системам с несимметричной восстанавливающей силой свойственна "мягкая" амплитудно-частотная характеристика с "заваленным" влево резонансным пиком.

На рис. 5 показаны экспериментальные амплитудно-частотные характеристики, полученные на физической модели и построенные в логарифмических координатах (ЛАЧХ). Согласно рис. 5 изменение начального давления p_0 приводит с значительному смещению резонансных пиков. Так как

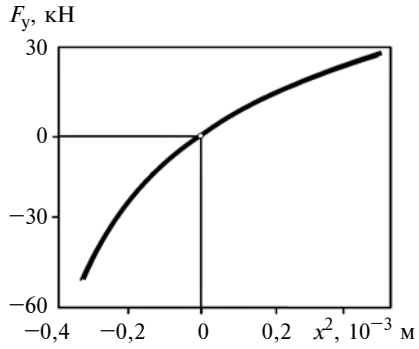


Рис. 4. Расчетная упругая характеристика системы при d = 0,02 м, L = 0,245 м, p_0 = 0,6 МПа

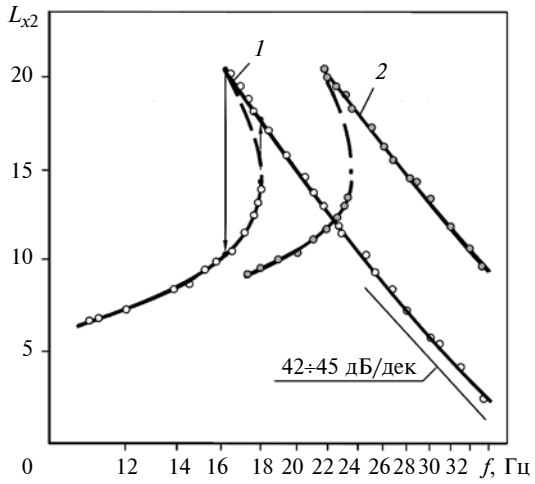


Рис. 5. Экспериментальные ЛАЧХ колебательной системы при p_0 = 0,6 (поз. *1*) и 2,0 МПа (поз. *2*):

f — частота колебаний x_1 плунжера; L_{x_2} — логарифмическая шкала; m = 40 кг; $e = 1{,}25 \cdot 10^{-3}$ м

выражение (5) связывает начальное давление с начальной объемной деформацией ΔW_0 полости оболочки, то и собственная частота ω_0 колебательной системы согласно выражению (6) будет задаваться величиной p_0.

Добротность системы, зависящая в основном от сил трения (α) и определяемая отношением амплитуд:

$$D = Ax_{2\text{рез}}/Ax_{2\text{ст}}$$

($Ax_{2\text{рез}}$ — амплитуда колебаний в резонансе, $Ax_{2\text{ст}}$ — статическая амплитуда смещения плунжера гидроцилиндра при $\omega_1 = 0$), не зависит от начального давления. При p_0 = 0,6 и 2,0 МПа усиление амплитуды составляет 20÷20,5 дБ ($D \approx 10$).

Наклон высокочастотных асимптот ЛАЧХ также не зависит от p_0 и составляет 42÷45 дБ/дек., что характерно для нелинейных систем второго порядка [11, 12].

Простейшая вибрационная машина с нелинейной гидравлической пружиной и гидрообъемным генератором колебаний (см. рис. 1 и 2), обладая нелинейной "мягкой" амплитудно-частотной характеристикой (АЧХ), уже позволяет создавать различные режимы вибрации с управляемой виброскоростью $\dot{x}_2$ и виброускорением $\ddot{x}_2$. Кроме того, она способна реализовать режим амплитудно-частотной модуляции [7], благодаря скачкообразному переходу режима с дорезонансной ветви ЛАЧХ на резонансную (на рис. 5 это показано стрелками).

Тем не менее единственным управляющим воздействием здесь является начальное давление в системе p_0.

Существенно расширить возможности позволяет вибрационная машина с нелинейной управляемой гидравлической пружиной и гидрообъемным генератором в виде плунжера (рис. 6). Она содержит корпус *1*, упругую оболочку *2*, верхнюю *3* и нижнюю *4* пластины и скобу *5* резьбового регулятора. Верхний стержень *6* со сферической головкой соединен со скобой резьбовым соединением и имеет поворотную рукоять *7*. Нижний стержень *8* со скобой *5* связан жестко. Сферические головки стержней сопряжены с ответными проточками в верхней и нижней пластинах регулятора. Упругая оболочка концевыми муфтами *9* и *10* вставлена в отверстия в корпусе *1*. Правая гайка соединена с переходником *11*, снабженным резьбовой заглушкой *12* для спуска воздуха. Левая гайка посредством гидролинии *13* соединяет оболочку с полостью *14* гидроцилиндра, плунжер *15* которого соединен с подпружиненной механическими пружинами *16* платформой *17*. С полостью *14* сообщен цилиндр плунжера *18* гидрообъемного генератора, сопряженного с эксцентриком *19* (эксцентриситет равен e). Приводной вал соединен с гидромотором *20* и маховиком *21*. К полости *14* присоединен переходник *22* с регулируемым дросселем.

Точки А и Б — места соединений с гидросистемой вибромашины.

В полостях оболочки и гидроцилиндра создается начальное давление p_0, которое в дальнейшем поддерживается постоянным. Давление p_0, как и в выше рассмотренном варианте, приподнимает плунжер *15* над исходным положением до уровня, при котором пружины *16* восстановят равновесное состояние нового нейтрального положения. Этим же давлением полость оболочки будет расширена в результате сжатия ее резиновых стенок.

При вращении эксцентрика плунжер *18* совершает колебательное движение x_1 с угловой скоростью ω, вытесняя жидкость и возбуждая колебания плунжера *15* с платформой *17*.

Объемная жесткость упругой оболочки определяется зависимостью давления p от подачи в ее полость некоторого объема ΔW. На рис. 7 показаны экспериментальные зависимости $p = p(\Delta W)$. Гра-

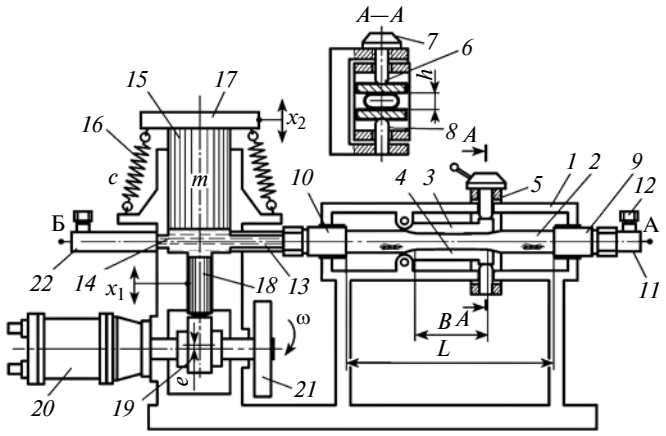


Рис. 6. Схема вибрационной машины с нелинейной управляемой гидравлической пружиной и гидрообъемным генератором

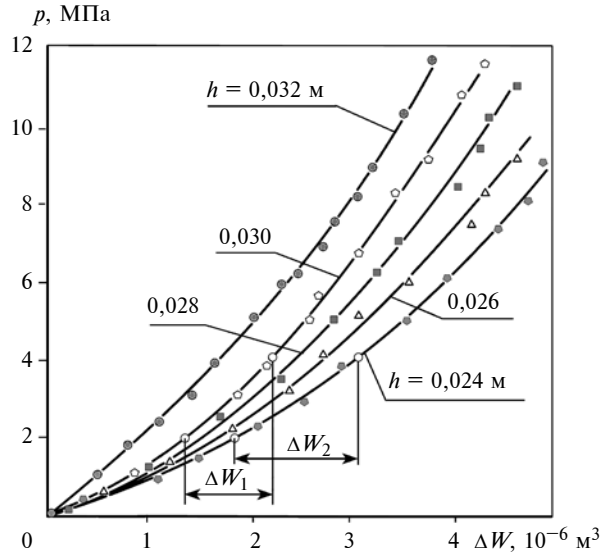


Рис. 7. Упругая объемная характеристика оболочки при различной величине поджатия *h*

фики получены при подаче жидкости в рукав высокого давления с внутренним диаметром $d = 0{,}02$ м и длиной резиновой части $L = 0{,}245$ м при длине поджатого участка $B = 0{,}07$ м.

Если поджатие h равно наружному диаметру $d_н$ оболочки, то она не поджата (верхний график на рис. 7). Если h уменьшается до 0,03 м, затем до 0,028 м и т. д. (предельно — до минимального значения h_{min}), то графики упругой характеристики изменяют наклон и объемная жесткость оболочки становится меньше, так как одному и тому же приращению давления p соответствует все бóльшее значение объема деформации полости $\Delta W_2 > \Delta W_1$. Это объясняется тем, что в не поджатой оболочке возможность деформироваться имеет в основном внутренний резиновый слой (рис. 8), так как металлокорд не дает деформироваться внешнему слою. Поджатая оболочка имеет опорные площадки, внешние слои которых также деформируются и участвуют в формировании объемной жесткости, причем с уменьшением h увеличивается ширина опорной площадки и, следовательно, бóльшая часть внешнего слоя участвует в формировании объемной упругой характеристики оболочки.

Верхний график можно с высокой точностью описать эмпирической зависимостью (3).

Рассмотрим зависимости объемной упругости от относительного поджатия Δ, равного h/d, построенные графическим дифференцированием объемных характеристик при постоянных значениях p_0 (рис. 9). Из графиков следует, что объемная упругость $c_{об}$ снижается при уменьшении относительного поджатия. Наклон графиков несколько уменьшается при снижении начального давления, при этом снижается и чувствительность параметра $c_{об}$ к изменению Δ.

Изменение h сказывается на объемной упругости оболочки более существенно, если относительная длина λ поджатия, равная B/L, максимальна. Так, экспериментально установлено, что при увеличении B/L от 0,29 до 0,58 в диапазоне начальных давлений $p_0 = 1{,}0 \div 6{,}0$ МПа коэффициент объемной упругости $c_{об}$ возрастает в среднем на 38÷42 %. Поэтому устройство резьбового регулятора поджатия оболочки (см. рис. 6) для расширения диапазона регулирования $c_{об}$ за счет h должно обеспечивать максимальное значение параметра λ.

Учитывая, что поджатие упругой оболочки влияет на наклон зависимостей давления p от объема деформации полости оболочки (см. рис. 7), в выражение (3) введем поправочный коэффициент k_0:

$$P = k_0[k_1\Delta W + k_2(\Delta W)^2]. \qquad (9)$$

Для графиков на рис. 7, соответствующих разным поджатиям h, определены значения поправочного коэффициента k_0:

h, м	0,024,	0,026,	0,028,	0,030,	0,032
k_0	0,53,	0,64,	0,76,	0,87,	1,0

Объемную жесткость оболочки получим дифференцированием выражения (9):

$$c_{об} = \frac{dp}{d\Delta W} = k_0(k_1 + 2k_2\Delta W), \qquad (10)$$

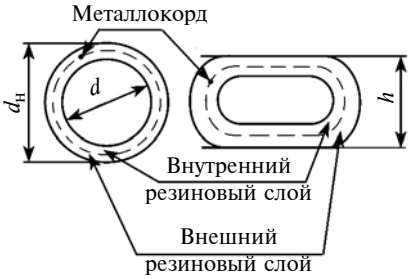


Рис. 8. Поперечное сечение оболочки в свободном и поджатом состоянии

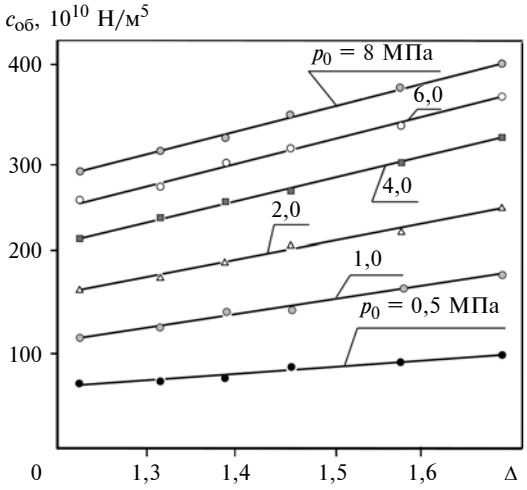


Рис. 9. Зависимости объемной упругости $c_{об}$ оболочки от относительного поджатия Δ регулятора при $d = 0$, 02 м, $L = 0{,}245$ м, $B = 0{,}07$ м, $\lambda = 0{,}29$ м

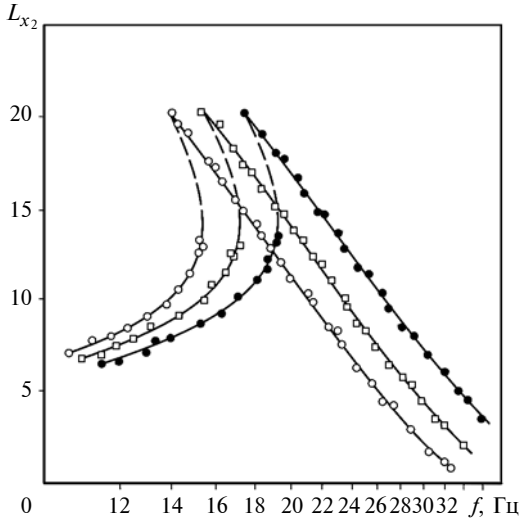


Рис. 10. Экспериментальные ЛАЧХ системы с регулируемой объемной жесткостью при p_0 = 0,6 МПа, m = 40 кг, $e = 1{,}25 \cdot 10^{-3}$ м, λ = 0,29 мм и Δ = 1,2 (○), 1,3 (□), 1,4 (●)

при этом собственная частота ω_0 колебательной системы определится зависимостью, рад/с:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c + k_0(k_1 + 2k_2\Delta W)f_2^2}{m}}. \qquad (11)$$

Из формул (10) и (11) видно, что собственная частота системы зависит от поправочного коэффициента k_0 и, следовательно, от предварительного поджатия оболочки.

При вращении эксцентрика *19* (см. рис. 6) с угловой частотой ω, равной собственной частоте ω_0 колебательной системы, начинается резонанс, сопровождающийся многократным увеличением амплитуды колебаний платформы. Величина амплитуды зависит от того, насколько точно совпадают частоты ω и ω_0. Изменяя поджатие h можно приближать ω_0 к ω или удалять ω_0 от ω, регулируя амплитуду резонанса и, управляя таким образом АЧХ системы.

На рис. 10 показаны экспериментальные ЛАЧХ колебательной системы с регулируемой объемной жесткостью. Из графиков видно, что изменение предварительного поджатия оболочки не влияет на добротность D системы, но позволяет изменять положение АЧХ: уменьшение параметра h (или относительного поджатия $\Delta = h/d$) приводит к смещению резонансного пика в область относительно низких частот и наоборот. Это позволяет расширить возможности управления режимом работы вибрационной машины.

Свойства рассмотренных динамических систем позволяют, например, в испытательных стендах реализовать режим амплитудно-частотной модуляции [6, 7], благодаря скачкообразному переходу рабочей точки системы с дорезонансного участка АЧХ на резонансный при одновременном "качании" собственной частоты в некотором заданном диапазоне. Такой режим обеспечивает возможность вызывать резонансные эффекты в испытуемых технических изделиях (механизмах, гидро- и пневмоаппаратуре, электронных и радиорелейных приборах, бортовых компьютерах и т. п.), и проверять их на виброустойчивость и вибропрочность [4, 5].

Еще большими возможностями обладает вибрационная машина с нелинейной гидравлической пружиной, когда сама упругая оболочка становится вытеснителем жидкости. Выполняя роль гидрообъемного генератора колебаний, она возбуждает колебания, регулируемые с помощью начального поджатия по амплитуде, а также позволяет осуществить управляемый параметрический резонанс с иными энергетическими показателями.

Эти и другие сопутствующие вопросы, а также варианты практического применения таких вибрационных машин (для испытаний технических объектов, для вибросегрегации сыпучих сред, для их подачи на обжиг в электрических печах и т. п.) будут рассмотрены в последующих публикациях автора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бауман В. А., Быховский И. И.** Вибрационные машины и процессы в строительстве. М.: Высшая школа, 1977. 255 с.

2. **Вибрации** в технике: Справочник / Под. ред. В. Н. Челомея. В 6 т. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под. ред. Э. Э. Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. 509 с.

3. **Нижегородов А. И.** Анализ возможности построения вибрационных машин с параметрическим возбуждением колебаний / Динамика виброактивных систем. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 1995. С. 56—59.

4. **Испытательная** техника: Справочник / Под ред. В. В. Клюева. В 2 кн. Кн. 2. М.: Машиностроение, 1982. 560 с.

5. **Тябликов Ю. Е.** Особенности взаимодействия колебательной системы заданной структуры с источником энергии // Упругие и гидроупругие колебания элементов машин и конструкций. М.: Наука, 1979. С. 15—21.

6. **Hydrostatic** Vibratory Drive of the Test Stand for Excitation of the Amplitude-Modulated Vibrations / A. I. Nizhegorodov, A. N. Gavrilin, B. B. Moyzes, J. Phys // Conf. Ser. Vol. 671 (2016), article number 012037. DOI:10.1088/1742—6596/671/1/012037.

7. **Nizhegorodov A. I., Gavrilin A. N., Moyzes B. B.** Hydraulic Power of Vibration Test Stand with Vibration Generator Based on Switching Device // Key Engineering Materials. Vol. 685, 2015. P. 320—325. DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.685/320.

8. **Gavrilin A. N., Moyzes B. B., Zharkevich O.** Constructive and processing methods of reducing vibration level of the metalworking machinery elements // JVE JOURNAL OF VIBROENGINEERING. Nov. 2015. Vol. 17. P. 3496—3504.

9. **Пат. 159615 Рос. Федерация:** МПК B 06 B 1/18. Вибростенд с гидрообъемным генератором колебаний.

10. **Бидерман В. Л.** Прикладная теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1972. 416 с.

11. **Ден Гартог Дж. П.** Механические колебания / М.: Физматгиз, 1960. 455 с.

12. **Тимошенко С. П.** Колебания в инженерном деле. М.: КомКнига, 2006. 440 с.

УДК 621.892

И. И. ЕМАЕВ, Н. К. КРИОНИ, д-р техн. наук, Р. Г. НИГМАТУЛЛИН, д-р техн. наук,
Л. Ш. ШУСТЕР, д-р техн. наук (Уфимский государственный авиационный технический университет),
e-mail: OKMiM@ugatu.ac.ru

Влияние температуры и давления на трибологические свойства пластичных смазочных материалов, модифицированных углеродным каркасом

Исследовано влияние комплексных добавок в виде активных компонент, создающих углеродный каркас в пластичном смазочном материале на основе цилиндрового масла, на трибологические свойства пар трения при разных температурах.

Ключевые слова: пластичная смазка, углеродный каркас, нагрузка сваривания, критическая нагрузка, пятно износа, прочность адгезионных связей, давление, температура.

The influence of complex additives as active components, creating a carbon frame in a plastic lubricant on the base of cylinder oil, on tribological properties of friction pairs at various temperatures, is studied.

Keywords: plastic lubricant, carbon frame, welding load, critical load, wear spot, strength of adhesion bonds, pressure, temperature.

Смазочный материал в узлах трения устройств любого назначения снижает коэффициент трения в сопряженных деталях, уменьшает их изнашивание и предотвращает заедания. В современных машинах и механизмах существует много подвижных сопряжений, в которых в качестве смазочного материала целесообразно применять пластичную смазку (ПС), прочно покрывающая рабочие поверхности узла трения, хорошо удерживается на них и не сбрасывается инерционными силами [1]. Достоинства ПС обусловлены их структурой и составом. Пластичные смазки представляют собой высокоструктурированные тиксотропные дисперсии твердого загущения в жидкой среде [2], т. е. загуститель образует структурный каркас, который удерживает дисперсную среду.

Как правило, ПС состоят из трех компонентов: масла (дисперсионная среда), загустителя (дисперсионная фаза) и добавок (масло-нерастворимые присадки, твердые добавки и их композиции). Исследования показали, что если в качестве дисперсной среды используется высоковязкое масло, например цилиндровое [3], то ПС может работать без загустителя. Данную ПС называют углеводородной, загустителем являются твердые углеводороды (например, парафины), находящиеся в масле.

В работе [3] показано, что применение углеродного каркаса (УК) в качестве добавки вместо дисульфида молибдена обеспечивает более благоприятные противозадирные свойства при равных противоизносных показателях ПС. При этом УК является побочным продуктом, получаемым при переработке нефти, и содержит в связанном виде химические элементы (алюминий, серу, хлор, углерод и т. д.), повышающие противозадирные и противоизносные свойства ПС. Однако остается неясным, насколько важно, чтобы эти химические элементы находились в зоне трения в связанном состоянии, т. е. составляли определенную композицию (углеродный каркас), а не отдельными химическими элементами.

Цель данной работы — исследование трибологических показателей ПС, модифицированной естественным углеродным каркасом (ЕУК) и искусственным углеродным каркасом (ИУК), составленным из химических элементов и соединений, с учетом давления и температуры на контактных поверхностях.

Методика исследования

Противоизносные и противозадирные свойства ПСМ определяли на четырехшариковой машине (ЧШМ) для испытаний трибологических свойств по ГОСТ 9490—75. За показатель противоизносных свойств принят диаметр $D_и$ пятна износа, который являлся среднеарифметическим диаметром пятен износа трех нижних шариков после работы ЧШМ в течение 1 ч при нагрузке $F = 0{,}4$ кН.

Работоспособность смазочного материала определяют показатели противозадирных свойств: кри-

тическая нагрузка $P_{кр}$ задира, нагрузка $P_{св}$ сваривания, индекс $И_з$ задира.

Адгезионное взаимодействие трущихся поверхностей исследовали на установке, представленной в работе [4]. Для определения зависимости прочности τ_n адгезионной связи от давления p_r в подвижном фрикционном контакте пары трения использовали метод постепенно снижающихся нагрузок: от максимальных, соответствующих пластическим деформациям в зоне контакта, до возможно минимальных по точности измерительных приборов.

Образцы для исследований представляли собой диски из стали 45 диаметром 20÷25 мм и толщиной 5÷7 мм, инденторы — цилиндры диаметром 5 мм со сферическими торцами ($R_{сф}$ = 2,5 мм). Исследуемые поверхности имели шероховатость Ra = 0,2÷0,4 мкм. Сферический индентор радиусом 2,5 мм из инструментального сплава ВК8, сжатый плоскими образцами, вращается вокруг собственной оси. Нагревали зону контакта электроконтактным способом.

Как показали исследования, достоверные значения τ_n (при разных температурах и давлениях) получали двух- и трехкратным повторением эксперимента. При этом отклонение не превышало 5÷8 %. Перед каждым экспериментом поверхности образцов и индентора обезжиривали техническим спиртом и кисточкой наносили слой испытываемой ПС. Все эксперименты повторяли 3 раза и вычисляли среднеарифметические значения.

Исследуемые композиции смазочных материалов состояли из 60 % цилиндрового масла (ЦМ), 20 % Литола, 20 % модифицированных добавок. В ПС ЕУК добавляли 20 % углеродного каркаса, в ПС ИУК — 8 % хлористого алюминия (ГОСТ 3758—76), 1 % серы, 91 % активированного угля. В качестве основы выбрано ЦМ ввиду ее равномерного распределения по поверхности трения и высокой стойкости к окислению кислородом воздуха при высоких температурах с образованием нагара [5]. Данное масло не вызывает коррозию металлических поверхностей и сохраняет текучесть при низких температурах. В исследуемых ПС использовали Литол в качестве антифрикционной многоцелевой составляющей, загущенной литиевым мылом 12 (гидроксистеариновая кислота) [5].

При приготовлении ПС ЕУК хорошо высушенный в печи углеродный каркас предварительно тщательно перемалывали в ступе до состояния мельчайшего порошка и затем с ЦМ и Литолом до пастообразного состояния. Аналогичным образом получали и ПС ИУК.

Показатели противозадирных и противоизносных свойств исследуемых смазочных материалов

Материал	$P_{кр}$, Н	$P_{св}$, Н	$И_з$, Н	$D_н$, мм
ПС ЕУК	1060	5000	94,55	0,64
ПС ИУК	940	3150	71,76	0,65

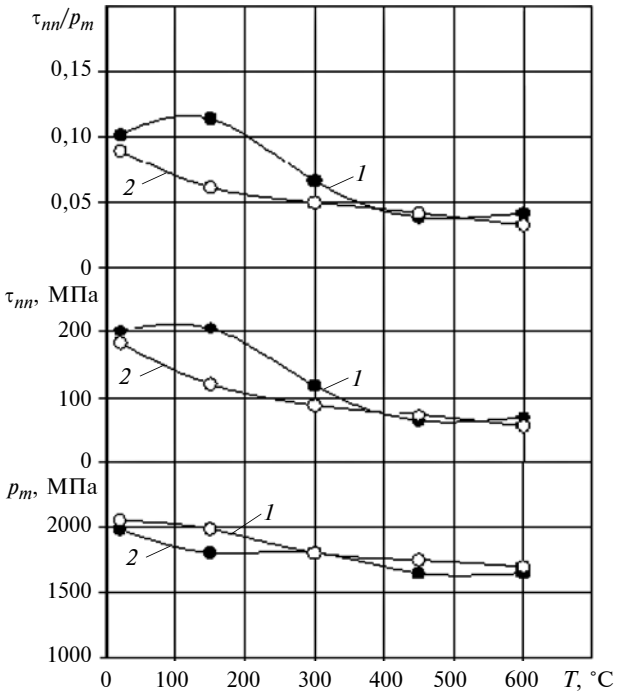


Рис. 1. Зависимости трибологических показателей p_{rn}, τ_{nn}, τ_{nn}/p_{rn} пары трения "ВК8 — сталь 45" от температуры T при использовании ПС, модифицированной ИУС (*1*) и ЕУК (*2*)

Результаты исследования

Полученные результаты по экспериментам на противозадирные и противоизносные свойства сведены в таблицу и построены зависимости. На рис. 1 приведены зависимости изменения предельных значений p_{rn}, τ_{nn}, τ_{nn}/p_{rn} от температуры T в зоне контакта.

Анализ полученных результатов показал, что ПС ЕУК обеспечивает на 13÷26 % больший противозадирный эффект по сравнению с ПС ИУК. При этом значения параметра $D_и$ практически одинаковые. До температур T = 350÷400 °С ПС ЕУК имеет лучшие трибологические свойства по сравнению с ПС ИУК.

Рассмотрим подробнее влияние температуры и давления на адгезионное взаимодействие пары трения.

На рис. 2 представлены зависимости прочности τ_n адгезионных связей от давления p_r в контакте пары трения в исследованном диапазоне температур, которые являются линейными и описываются биномиальной функцией

$$\tau_п = \tau_0 + \beta p_{ri}, \qquad (1)$$

где τ_0 — прочность адгезионных связей при отсутствии контактного давления; β — коэффициент уп-

рочнения адгезионной связи, который зависит от давления в контакте.

Смазочный материал и температура в контакте существенно влияют на фрикционные показатели τ_0 и β (рис. 3), которые в свою очередь определяют τ_n и молекулярную (адгезионную) составляющую коэффициента трения:

$$f_т = \tau_п/p_r = \tau_0/p_r + \beta. \quad (2)$$

Аналогично гидродинамике [6] для показателя τ_n можно записать линейную зависимость от контактного давления (1) и температуры:

$$\beta = C_1\Delta A/(RT); \quad (3)$$

$$\tau_0 = C_1[1 + E_b/(RT)], \quad (4)$$

где C_1 — константа; R — постоянная Больцмана; T — температура в зоне контакта; E_b — энергия активации вязкого течения фрикционного контакта; ΔA — объемное приращение зоны контакта, обусловленное образованием зазора при разрыве связей и зависящее от пластичности третьего тела — зоны контакта [6].

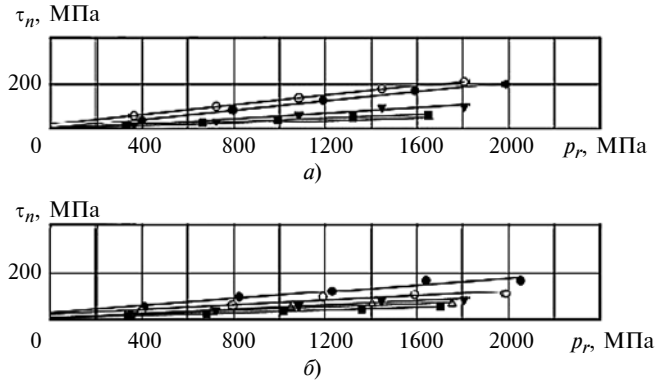


Рис. 2. Зависимости тангенциальной прочности τ_n адгезионных связей от контактного давления p_r при температурах T = 20 (●); 150 (○); 300 (▼); 450 (Δ); 600 (■) фрикционного контакта при использовании ПС, модифицированной ИУС (*а*) и ЕУК (*б*)

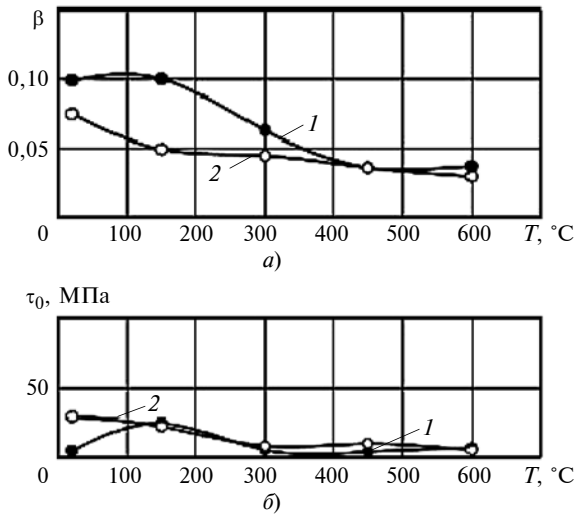


Рис. 3. Зависимости прочности адгезионной связи τ_0 (*а*) и коэффициента β (*б*) от температуры T фрикционного контакта пары трения "ВК8 — сталь 45" при использовании ПС, модифицированного ИУС (●) и ЕУК (○)

При повышении температуры в зоне контакта изменяется τ_0 [см. формулу (4)] и коэффициент β упрочнения адгезионных связей (3), а в условиях пластического контакта — предельное давление p_{rn} и коэффициент $f_т$ трения [см. формулу (2)], последнее связано с твердостью более мягкого материала из контактирующих тел фрикционной пары.

Анализ приведенных выражений показал, что прочность адгезионных связей зависит не только от контактного давления p_r, но и от пластичности третьего тела, энергии активации его вязкого течения, а также от температуры, которая оказывает и прямое, и косвенное воздействия (через величину ΔA).

Установлено, что добавки ЕУК и ИУК практически не изменяют энергию E_b (см. рис. 3). При $T < 350$ °С добавка ИУК в ПС повышает пластичность третьего тела, образовавшегося в зоне контакта, что увеличивает коэффициент β (см. рис. 3), а также τ_{nn} и τ_{nn}/p_{rn} (см. рис. 1).

При $T = 350 \div 400$ °С и выше в добавке ЕУК при трении происходит термическая деструкция активных компонентов углеродного каркаса, используемого в качестве комплексной добавки, зависимости β, τ_{nn} и τ_{nn}/p_{rn} для ПС ЕУК и ПС ИУК практически совпадают.

Таким образом, активные компоненты естественного углеродного каркаса, используемого в качестве комплексной добавки в ПС, оказывают благоприятное влияние на адгезионное взаимодействие в парах трения, так как обеспечивают низкую пластичность зоны фрикционного контакта.

При температурах выше 350 °С происходит термическая деструкция активных компонентов естественного углеродного каркаса, и триботехнические характеристики ПС ЕУК и ПС ИУК выравниваются.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Доценко А. И., Буяновский И. А.** Основы триботехники. М.: ИНФРА-М, 2014. 336 с.
2. **Фукс И. Г., Шибряев С. Б.** Состав, свойства и применение пластичных смазок. М.: ГАНГ им. Губкина, 1992. 157 с.
3. **Вопросы** модификации пластичных смазочных материалов углеродным каркасом / И. И. Емаев, В. И. Зубер, Н. К. Криони и др. // Кузнечно-штамповое производство. 2016. № 4. С. 39—42.
4. **Шустер Л. Ш.** Адгезионное взаимодействие твердых металлических тел. Уфа: Гилем, 1999. 198 с.
5. **Топлива**, смазочные материалы, технические жидкости: Справочник / Под ред. В. М. Школьникова. М.: Техинформ, 1999. 596 с.
6. **Крагельский И. В., Любарский И. М., Гусляков А. А.** Трение и износ в вакууме. М.: Машиностроение, 1973. 216 с.

УДК 669.018.9:620.22

И. В. КОЧЕШКОВ, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: kiv5104@yandex.ru

Системно-структурный аспект создания материалов с заданными уникальными свойствами

Приведены исследования, показывающие, что структурно-технологическое мышление может быть базой для разработки теории композиционного материаловедения, а также для создания материалов с заданными свойствами, которые необходимы для разработки новейшей техники.

Ключевые слова: структурный подход, структурная теория, композиционный материал, композиция материалов, биметаллы, дисперсно-упрочненные, волокнистые, слоистые композиты, матричные и каркасные структуры.

The studies showing, that structural and technological intellection can be the base for development of composite materials science, and also for development of materials with the specified properties, which are required for design of up-to-the-minute technology, are presented.

Keywords: structural approach, structural theory, composite material, material composition, bimetals, dispersion-hardened, fiber, layered composites, matrix and framework structures.

Создание новой техники требует все больше материалов с заранее заданными уникальными свойствами: сверхвысокими прочностью, твердостью, жаростойкостью, коррозионной стойкостью и другими характеристиками (как в отдельности, так и в разном сочетании). Однако существующие подходы к созданию материалов не позволяют эффективно решать эти задачи.

Исходя из широко распространенных определений понятия "материал" в толковых словарях Ожегова, Ушакова, Дмитриева, Ефремовой и энциклопедии Википедия под материалом традиционно принято понимать "вещество или смесь веществ, обеспечивающих достижение требуемых свойств". Подавляющее большинство существующих материалов получены на основе такого подхода и уже не отвечают возрастающим требованиям. Открытие материалов с качественно новыми свойствами при сохранении традиционного понятия материала происходит все реже.

В то же время давно известно, что совместная работа разнородных материалов дает эффект, равносильный созданию нового материала, свойства которого количественно и качественно отличаются от свойств каждого из составляющих материалов. Это явление основано на понятии "композиционность" или "композиция" (от латинского compositio — составление, связывание) и показывает целесообразность использования системного подхода, при котором нужная структура материала формируется путем целенаправленного составления и связывания между собой отдельных ее элементов. Такой подход является новым направлением в разработке материалов, обладающих более высоким комплексом требуемых свойств, — направлением, основанным на объединении в едином материале различных уже известных материалов.

Для обозначения этого класса материалов более 50 лет назад в материаловедении появился специальный термин — композиционный или композитный материал и начались активные разработки принципов получения и обработки подобных материалов. Несмотря на то что число разных видов композиционных материалов и объемы их внедрения в различных отраслях техники постоянно растут, до настоящего времени нет понимания сущности материалов этого класса и механизмов, обеспечивающих появление их новых уникальных свойств. Поэтому развитие теории композиционного материаловедения — весьма актуальная задача. В основу теории композиционного материаловедения может быть положен системно-структурный аспект, основанный на понятии "композициозность". Системно-структурное мышление применительно к композиционному материаловедению позволяет лучше проникнуть в понятие "композиционный материал" и принципы реализации их уникальных свойств. Именно с этих позиций в данной работе рассматривается сущность понятия "композиционные материалы" и природа явлений, обеспечивающих достижение требующихся свойств.

Типичное определение композиционного материала дано в работе [1]: *"**Композиционные материалы** представляют собой объемное сочетание хотя бы двух химических разнородных материалов с четкой границей раздела между этими компонентами (фазами) и характеризуются свойствами, которых не имеет никакой из компонентов в отдельности".*

Этому и другим аналогичным определениям соответствуют практически все материалы с гетерогенной структурой, которых великое множество, но не все из которых принято относить к композиционным материалам. Анализ существующих определений и признаков композиционного материала показал, что они нуждаются в уточнении [2].

Если исходить из понятий "композиционность" и "композиция", то композиционные материалы — это материалы, которые фактически конструируются из существующих материалов путем "связывания" их в единое целое с целью достижения новых, уникальных свойств. Это сближает понятие "композиционный материал" с понятием "конструкция" (от латинского constructio — составление, построение). Частичная схожесть рассматриваемых понятий в ряде случаев затрудняет идентификацию композиционных материалов.

С точки зрения принципов, позволяющих реализовать новые, уникальные свойства, есть два подхода к формированию композиции из существующих материалов. Первый подход основан на объединении в единое целое относительно небольшого количества разнородных материалов, которые сосредоточены в строго определенных объемах получаемой композиции. Таким композициям свойственна неоднородность в макромасштабе, что не характерно для традиционных материалов, но соответствует идеологии создания композиционных материалов. Вопрос, можно ли такие композиции относить к материалам композиционного строения, а не к каким-то своеобразным конструкциям, до сих пор остается открытым.

Второй подход предполагает формирование композиций, в которых многочисленные микрообъемы компонентов композита определенной формы и размеров заданным образом распределены по всему объему материала. Такие композиции являются неоднородными в микромасштабе и однородными в макромасштабе, что характерно и для большого числа существующих материалов, которые не принято относить к композиционным материалам. Поэтому отличительные черты композиционных материалов подобного строения требуют дополнительного уточнения.

Следовательно, можно говорить о возможности получения двух принципиально разных типов композиций из разных материалов, основанных на использовании первого или второго принципа их формирования. Ответить на вопросы: как соотносятся между собой эти два типа композиций, можно ли оба типа композиций отнести к композиционным материалам, в чем заключаются их отличительные особенности и в результате чего достигаются уникальные свойства — можно при анализе конкретных примеров этих композиций.

Как уже отмечалось, основной структурной особенностью композиций разнородных материалов первого типа является их неоднородность в макромасштабе. Именно на этой особенности структуры основаны принципы достижения уникальных свойств и эффективного использования этих композиций в технике. На практике достаточно часто к разным объемам материала функционирующего изделия (детали механизма или природного объекта) предъявляются разные, в том числе и взаимоисключающие, требования. Для изготовления подобных изделий целесообразно использовать соответствующую композицию из тех материалов, которые лучше всего отвечают этим отдельным требованиям. При этом каждый из материалов, входящих в композицию, должен находиться в той части изделия, в которой наиболее полно реализуются его свойства. Из сформированных по такому принципу композиций разнородных материалов можно получать детали или изделия, работающие более эффективно, чем аналогичные детали или изделия, из материала с усредненными свойствами по всему объему. Подобными техногенными композициями являются биметаллы, тот же принцип использован в древних монгольских луках, современных лыжах, а примерами таких природных композиций являются стволы деревьев, кости или зубы животных и т. п.

Биметаллы — наиболее простая композиция материалов первого типа: в единую композицию объединены два разнородных металла, прочно соединенные между собой по поверхности раздела (например, коррозионно-стойкая и углеродистая стали, твердая и мягкая стали, металлы с большим и малым коэффициентом термического расширения, алюминиевый сплав и сталь или титан и еще очень большое число композиций, имеющих практическое применение в технике).

Использование биметаллов позволяет реализовать одно из важных преимуществ композиционных материалов — возможность сочетания в создаваемой композиции служебных характеристик качественно разных материалов, например:

применение биметалла из коррозионно-стойкой и углеродистой сталей ведет не только к снижению расхода дефицитных металлов, но и к улучшению эксплуатационных характеристик. Коррозионно-стойкая сталь, контактирующая с агрессивной средой, обеспечивает коррозионную стойкость композиции, а углеродистая сталь повышает ее тепловодность (по сравнению с коррозионно-стойкой сталью);

использование биметалла из твердой стали в сочетании с более мягкой не только позволяет обеспечить высокую износостойкость данной композиции, но и придает ей новое эксплуатационное свойство — самозатачивание. Последнее связано с тем, что мягкий слой композиции при эксплуатации изнашивается быстрее твердого, который превращается в острую кромку.

Можно привести множество подобных примеров использования уникальных свойств биметаллов в технике.

На тех же принципах, что и получение биметаллов, основано формирование большого числа композиций материалов, объединенных в единое целое и обладающих уникальными свойствами. Например, материал уже упоминавшихся древних монгольских луков состоит из последовательных слоев роговых пластин, древесины и сухожилий. Древесина проходит по всему среднему сечению лука. Роговые пластины предназначаются для увеличения жесткости данной композиции по сравнению с древесиной и располагаются во внутренней части лука, которая должна работать на сжатие при пуске стрелы, а сухожилия, расположенные по наружной поверхности лука, повышают упругие свойства композиции. В единое целое компоненты объединяются путем склеивания. В результате получается композиция материалов с уникальными характеристиками, которых нет у компонентов, используемых в отдельности.

Находят применение и композиции разнородных материалов, более сложные, чем при получении биметаллов и монгольских луков, например композиция для изготовления горных лыж. В этом случае наборный деревянный сердечник лыж усиливается титаналовым "ремнем" из металлического сплава и слоем волокнистого композитного материала на основе стеклопластика и/или углепластика. Для повышения торсионной жесткости по бокам лыж применяются карбоновые вставки и внешняя коробка из титанала. Снизу этой композиции располагается слой из пластика, обеспечивающего хорошее скольжение по снегу, и стальные канты для лучшего врезания в снежный наст или лед. Таким образом, в рассмотренном примере в единое целое объединяются семь разных компонентов, совместная работа которых в единой композиции равноценна работе материала с новыми прочностными и эксплуатационными характеристиками. Аналогично работают и природные материалы, из которых состоят ствол дерева, кости, зубы и т. д.

Рассмотренные композиции разнородных материалов первого типа удовлетворяют перечисленным выше основным требованиям, предъявляемым к композиционным материалам.

Однако эти композиции можно рассматривать и как сварные, паяные, клееные заготовки, предназначенные для последующего получения из них определенной номенклатуры изделий (например, биметаллы) или как своеобразные конструкции, полученные сваркой, пайкой или склеиванием деталей из разнородных материалов (например, древние монгольские луки или горные лыжи). Так что же преобладает в подобном материале-конструкции: конструктивное или материаловедческое начало? С одной стороны, при создании композиции материалов первого типа присутствует чисто конструктивный подход, который заключается в том, что материалам с требуемыми характеристиками задается месторасположение в определенных объемах изделия, т. е. идет процесс "построения" изделия. Это характерно, как отмечалось выше, для понятия "конструкция".

С другой стороны, основная цель, которая должна быть достигнута при создании такой композиции, заключается в том, чтобы эта композиция обеспечила новые, более высокие или уникальные свойства, которые отсутствуют у существующих материалов. Большое значение для достижения поставленной цели имеет формирование поверхности раздела компонентов с требуемой структурой и прочностными характеристиками. Поверхность раздела не только соединяет используемые компоненты в единое целое и делает "выстроенное" сочетание компонентов единой композицией, но и оказывает существенное влияние на характер разрушения композиции и уровень достигаемых свойств [3]. Поэтому формирование поверхности раздела компонентов с требуемыми структурой и прочностными характеристиками является важной технологической задачей. Близость технологических вопросов, решаемых при формировании поверхности раздела компонентов, в случае композиции как первого, так и второго типа, привела к тому, что этим занимается один и тот же круг специалистов. Перечисленные выше аргументы говорят о целесообразности отнесения композиций материалов первого типа к композиционным материалам, а не к конструкциям.

Принципиальное отличие композиций материалов второго типа заключается в том, что компоненты в них распределены по всему объему материала. Такие материалы можно считать неоднородными в микромасштабе, но однородными в макромасштабе. Уже отмечалось, что аналогичной структурой обладают и большинство применяемых в технике материалов. Например, почти все металлические сплавы содержат несколько компонентов, в виде отдельных фаз, которые создаются намеренно для придания материалу нужных эксплуатационных или технологических свойств, отсутствующих у этих компонентов (фаз) в отдельности. Поэтому для идентификации композиционных материалов второго типа необходимо сформулировать дополнительные, присущие именно им отличительные признаки, позволяющие достигать тех уникальных свойств, которые отсутствуют у некомпозиционных материалов. С этой целью рассмотрим основные типы композиций материалов второго типа и причины, способствующие достижению уникальных свойств.

По виду структуры композиций второго типа делятся на три группы: матричные, слоистые и каркасные. Основной особенностью матричных композиций является то, что в них присутствует одна непрерывная фаза (компонент, называемый матрицей), в которой по всему объему расположены включения одной или нескольких других фаз, например в виде частиц (дисперсно-упрочненные композитные материалы), волокон (волокнистые композитные материалы), колец, пластин и т. д. (метаматериалы). Первой особенностью матричных композитных материалов является то, что чаще всего наполнители матричного материала имеют искусственное происхождение. Исключение составляют природные композитные материалы и волокнистые композитные материалы, получаемые направленной кристаллизацией сплава эвтектического состава. Сегодня существуют промышленные производства для изготовления частиц, служащих наполнителем при получении нульмерных композитов, и волокон, являющихся наполнителем для волокнистых композитов.

В качестве второй принципиально важной особенности матричных композитов необходимо отметить своеобразие структурных элементов и механизмов их взаимодействия между собой в процессе эксплуатации. Рассмотрим это на примере волокнистых композитов и метаматериалов.

Волокнистые композиты могут быть получены:

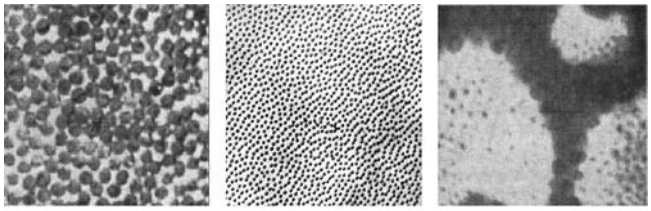
искусственным введением волокон в матрицу (рис. 1, *а*);

направленной кристаллизацией сплава эвтектического состава (рис. 1, *б*);

в результате протекания природных процессов (рис. 1, *в*).

Независимо от способа получения волокнистые композиты имеют схожее строение. Все эти материалы объединены единым видом структурного элемента и механизмами их взаимодействия между собой [4, 5].

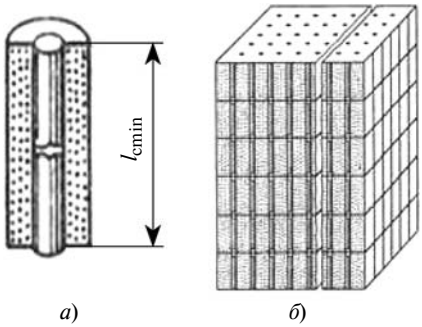
В волокнистых композитах в качестве структурного элемента выступает отрезок упрочняющего волокна критической длины $l_{c\,\min}$, окруженный слоем матричного материала (рис. 2, *а*). Под минимальной критической длиной $l_{c\,\min}$ структурного элемента понимается длина, равная удвоенной длине передачи нагрузки через материал—матрицу к волокну, рассчитанная в предположении упругого деформирования компонентов [5]. Подобный структурный элемент характеризуется прочностными свойствами волокна критической длины, свойствами и структурой границы раздела волокно—матрица, свойствами матричного материала, а также условиями взаимодействия данного структурного элемента со структурными элементами, расположенными в непосредственной близости от него. Именно эти характеристики определяют механизмы разрушения отдельных структурных элементов и в конечном итоге характер разрушения и уровень реализуемых свойств волокнистого композита [3—5].



а) *б*) *в*)

Рис. 1. Поперечные сечения волокнистых композитов, представляющих собой:

а — стеклянные волокна, введенные в полимерную матрицу; *б* — сплав эвтектического состава, одна фаза которого закристаллизована в форме волокон, другая — в виде матричного материала (образованы в результате протекания природных процессов); *в* — механические клетки древесины или бамбука с целлюлозными волокнами, расположенными в матричном материале из лигнина



а) *б*)

Рис. 2. Элемент структуры волокнистого композитного материала (*а*) и построенная на его основе объемная модель этого материала (*б*) [5]

Композит волокнистого строения может быть представлен в виде системы плоских сечений (рис. 2, *б*), состоящих из структурных элементов (см. рис. 2, *а*), характер расположения которых в сечении определяется технологией получения композита [6]. Прочность волокнистого композита определяется степенью реализации прочности армирующих волокон. Степень реализации прочности армирующих волокон, в свою очередь, зависит от первичных механизмов разрушения структурных элементов и их влияния на сохранение целостности или разрушение близлежащих волокон. На рис. 3 представлены схемы микромеханизмов разрушения структурных элементов волокнистого композитного материала (рис. 3, *а—г*) и фрактограммы части поверхности разрушения (рис. 3, *д—ж*), показывающие реализацию этих микромеханизмов на примере композита "алюминиевый сплав — волокна бора".

При нагружении волокнистого композита растягивающей нагрузкой вдоль оси армирующих волокон первоначально происходит первичное разрушение одного из волокон в наиболее "слабом"

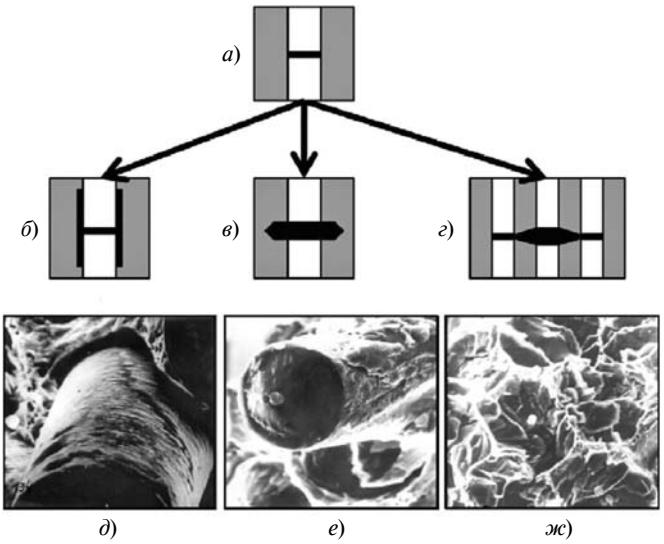


Рис. 3. Схемы (*а—г*) микромеханизмов разрушения структурных элементов волокнистого композитного материала и соответствующие фрактограммы (*д—ж*) части поверхности разрушения композита алюминиевый сплав — волокна бора:

а — первичное разрушение волокна; *б* — остановка трещины путем отслоения матрицы от поверхности волокна (фрактограмма *д*); *в* — остановка трещины в близлежащем матричном слое (фрактограмма *е*); *г* — распространение трещины до близлежащих волокон с их последующим разрушением (фрактограмма *ж*)

месте (см. рис. 3, *а*). Далее в зависимости от прочностных характеристик материала матрицы, соотношения характеристик материала матрицы и волокон, состояния поверхности раздела волокно — матрица и т. д. могут реализовываться разные микро- и макромеханизмы разрушения композита. Первичная трещина, возникшая при разрушении волокна, может привести к отслоению матричного материала на границе раздела волокно — матрица на большую или меньшую длину (см. рис. 3, *б* и *д*). При этом распространение трещины прекращается и возможен дальнейший рост нагрузки без разрушения композита.

Если отслоений на поверхности раздела волокно—матрица не происходит, то трещина может остановиться в матричном материале (см. рис. 3, *в* и *е*) или достигнуть волокон в соседних структурных элементах (см. рис. 3, *г*). Прохождение трещины к волокнам близлежащих структурных элементов и увеличение нагрузки на них может привести или к отслоению матричного материала на поверхности близлежащих волокон, или к их лавинообразному разрушению и распространению трещины на все сечение материала (рис. 3, *ж*). Представленный выше системно-структурный подход к рассмотрению поведения волокнистого композита под нагрузкой показывает, как можно на его основе:

оценивать уровень прочностных характеристик волокнистого композита при разном состоянии его структуры [5];

прогнозировать условия получения изделий из композитов с заданным комплексом свойств [4];

наглядно представлять принципы достижения композитными материалами уникальных свойств.

Особые виды структурных элементов материала и особые механизмы реализации свойств присущи не только волокнистым композитным материалам конструкционного назначения, но и другим видам композитов, например метаматериалам [7]. В качестве структурных элементов метаматериалов выступают металлические волокна, полосы, спирали, разорванные кольца, которые располагаются в матричном материале из диэлектрика. Искусственно сформированные и определенным образом структурированные среды в результате реализации особых механизмов взаимодействия этих структурных элементов обладают электромагнитными свойствами, которые сложно достижимы технологически либо не встречаются в природе (так называемые материалы-невидимки или материалы, не обнаруживаемые при радиолокации).

Системно-структурный подход актуален и применительно к многослойным композитам. Многослойные композиции из материалов разной или близкой природы отличаются от композиционных материалов первого типа, например биметаллов, не только тем, что имеют более двух слоев входящих в них компонентов. Основное отличие заключается в том, что характеристики компонентов композиции усредняются по объему, а уникальные свойства достигаются не только за счет свойств компонентов, но и в результате реализации особых механизмов взаимодействия структурных элементов, из которых состоит слоистый композит. Многослойный композитный материал, так же как и композит волокнистого строения, может быть представлен в виде системы, состоящей из своеобразных элементов структуры (рис. 4). Именно механизмы взаимодействия этих структурных элементов определяют

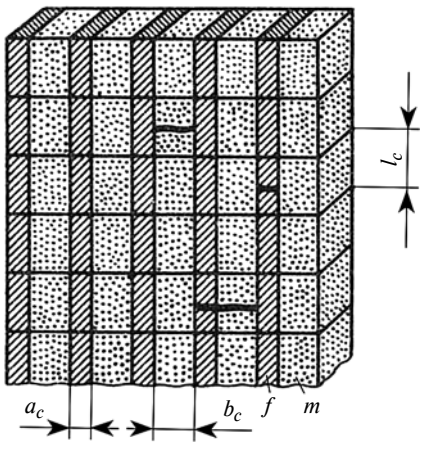


Рис. 4. Объемная модель структуры многослойного композитного материала, состоящая из структурных элементов *f* и *m* критической длины l_c и толщиной соответственно (a_c и b_c) [5]

характер разрушения многослойных композитов и уникальность получаемых свойств.

Последним видом структуры композиций второго типа является каркасная структура. Примером каркасной структуры может являться пористый материал со сквозными порами, которые для обеспечения требуемых свойств (антифрикционных, фрикционных и т. д.) заполнены другим материалом (компонентом). Подобные виды структур, как и в случае дисперсно-упрочненных композитов, техногенных матричных и слоистых композиций, представляют собой искусственные, термодинамически неравновесные системы, которые позволяют реализовывать широкий спектр уникальных свойств.

Исходя из вышеизложенного можно сделать вывод, что композиционные материалы первого и второго типа имеют разные структурные особенности и принципы достижения уникальных свойств. Поэтому для их обозначения нельзя использовать один и тот же термин, как это зачастую делается в настоящее время. Имеется практика, когда для обозначения композиционных материалов как первого, так и второго типа используются два разных словосочетания: композиционный материал (композиция материалов) и композитный материал или композит, между которыми не делается никакого различия. Можно предложить специалистам, работающим в области композиционного материаловедения, использовать для обозначения композиций материалов первого типа первое словосочетание, а для композиций материалов второго типа — второе. Это соответствует и специфике рассмотренных типов композиций. Тогда определения материалов, основанных на формировании композиций соответственно первого и второго типа, могут быть следующими:

композиционные материалы *— это неоднородные в макромасштабе композиции, состоящие хотя бы из двух разнородных материалов, сосредоточенных в строго определенных объемах получаемого изделия и имеющих четкую границу раздела между собой. Уникальные свойства композиционных материалов достигаются за счет создания такой композиции, которая в соответствии с условиями функционирования материала в изделии позволяет наиболее эффективно использовать характеристики входящих в нее компонентов*;

композитные материалы (композиты) *— это неоднородные в микромасштабе и однородные в макромасштабе композиции, состоящие из компонентов разной или близкой природы, относительно равномерно распределенных по всему объему композиции и имеющих четкую границу раздела между собой. Уникальные свойства такого композитного материала достигаются в результате создания искусственных, термодинамически неравновесных структур и/или своеобразных механизмов взаимодействия элементов структуры, состоящих из компонентов композита.*

Таким образом, именно системно-структурный подход позволяет лучше проникнуть как в понятие "композиционный и/или композитный материал", так и в принципы достижения их уникальных свойств. Формирование научного мировоззрения в любой области материаловедения связано с созданием теории структурообразования и свойств материалов, обеспечивающей количественную связь в классической цепочке "состав—структура—свойство". Это позволяет конструировать оптимальные структуры материалов различного назначения [8] и имеет особое значение применительно к композиционному материаловедению [3, 4, 6, 7, 9, 10]. Структурно-технологическое мышление может и должно быть базой для разработки теории композиционного материаловедения и решения практических задач по созданию новых композиционных и/или композитных материалов с требуемыми свойствами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Технология** конструкционных материалов. Основные понятия, термины и определения: Учебное пособие / В. П. Ступников, Э. Л. Мельников А. Ф. Третьяков и др. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. 94 с.

2. **Кочешков И. В.** Анализ понятия и принципов создания композиционных материалов // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2016. № 2. С. 3—11.

3. **Влияние** физико-химического взаимодействия компонентов на прочность и механизмы разрушения бороалюминия / М. Х. Шоршоров, В. А. Колесниченко, И. В. Кочешков, А. С. Овчинский // Физика и химия обработки материалов. 1986. № 4. С. 115—122.

4. **Кочешков И. В.** Структурный подход к пониманию сущности композиционных материалов и разработке процессов получения композитов с требуемыми свойствами // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2014. № 10. С. 3—9.

5. **Овчинский А. С.** Процессы разрушения композиционных материалов: имитация микро- и макромеханизмов на ЭВМ. М.: Наука, 1988. 278 с.

6. **Кочешков И. В.** Особенности структуры волокнистого композитного материала с металлической матрицей, получаемого с использованием разного типа листовых полуфабрикатов // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2016. № 8. С. 12—19.

7. **Слюсар В.** Метаматериалы в антенной технике: история и основные принципы // Электроника: наука, технология, бизнес. 2009. № 7. С. 70—79.

8. **Тушинский Л. И.** Структурная теория конструкционной прочности материалов: Монография. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2004. 400 с.

9. **Неоднородность** структуры и сопротивление разрушению конгломератных строительных композитов: вопросы материаловедческого обобщения и развития теории: Монография / Е. М. Чернышов, Е. И. Дьяченко, А. И. Макеев. Под общ. ред. акад. Е. М. Чернышова. Воронеж: Воронежский ГАСУ, 2012. 98 с.

10. **Грызлов В. С.** Избранные труды: Научное издание. Череповец: ЧГУ, 2013. 350 с.

УДК 621.983.3:658.512.011.56.004

В. А. ЖАРКОВ, д-р техн. наук (г. Москва), e-mail: valery-zharkov@mtu-net.ru

Испытания материалов. Анизотропия листов и ее влияние на листовую штамповку

Представлены способы и штампы для испытаний листов на анизотропию. С использованием CAD/CAE-моделирования исследовано влияние анизотропии на штампуемость листового материала из разных сталей и цветных сплавов. Определены критерии для расчета вероятности разрыва заготовки при штамповке, даны рекомендации по устранению разрыва.

Ключевые слова: листовая штамповка, испытания, анизотропия, многооперационная вытяжка, CAD/CAE-моделирование.

The methods and stamps for sheet tests on anisotropy are presented. Using CAD/CAE-modeling, the influence of anisotropy on formability of sheet material from various steels and alloys is studied. The criteria for analysis of billet failure probability at stamping are determined, the recommendations on failure elimination are given.

Keywords: sheet stamping, tests, anisotropy, multi-operation drawing, CAD/CAE-modeling.

Анизотропия механических свойств ортотропных материалов в трех взаимно перпендикулярных плоскостях имеет кристаллографическую и текстурную природу, существенно влияет на штампуемость деталей и характеризуется коэффициентами R_θ и Z_θ анизотропии [1, 2].

Определение показателей анизотропии

При испытании на растяжение по ГОСТ 11701—84 образца толщиной s_0, шириной b_0 и длиной l_0, вырезанного из листового материала под углом θ относительно направления прокатки, сначала определяют физический $\sigma_{т\theta}$ или условный $\sigma_{0,2\theta}$ предел текучести. Затем в определенные моменты испытания, например, в момент окончания равномерного удлинения и начала образования шейки (при этом размеры образца $s_{p\theta}$, $b_{p\theta}$, $l_{p\theta}$ зависят от угла θ) определяют относительное равномерное удлинение $\delta_{pl\theta} = (l_{p\theta} - l_0)/l_0$, логарифмические равномерные деформации: $\varepsilon_{pl\theta} = \ln(l_{p\theta}/l_0) = \ln(1 + \delta_{pl\theta})$; $\varepsilon_{pb\theta} = \ln(b_{p\theta}/b_0)$; $\varepsilon_{ps\theta} = \ln(s_{p\theta}/s_0)$, а также предел прочности $\sigma_{в\theta}$. Коэффициент анизотропии имеет вид: $R_\theta = \varepsilon_{pb\theta}/\varepsilon_{ps\theta} = \ln(b_{p\theta}/b_0)/\ln(s_{p\theta}/s_0) = \ln(b_{p\theta}/b_0)/\ln[l_0 b_0/(l_{p\theta} b_{p\theta})]$, откуда находим логарифмическую деформацию $\varepsilon_{pb\theta} = [-R_\theta/(1 + R_\theta)] \times \ln(1 + \delta_{pl\theta})$. Из уравнений $\varepsilon_{pb\theta} = \ln(1 + \delta_{pb\theta})$ и $\delta_{pb\theta} = (b_{p\theta} - b_0)/b_0$ находим относительную деформацию по ширине: $\delta_{pb\theta} = \exp(\varepsilon_{pb\theta}) - 1$, и интенсивность деформаций: $\varepsilon_{p\theta i} = (2/\sqrt{3})\sqrt{\varepsilon_{p\theta 1}^2 + \varepsilon_{p\theta 1}\varepsilon_{p\theta 2} + \varepsilon_{p\theta 2}^2}$, где $\varepsilon_{p\theta 1} = \varepsilon_{pl\theta}$; $\varepsilon_{p\theta 2} = \varepsilon_{pb\theta}$.

Из условия несжимаемости образца ($\varepsilon_{pl\theta} + \varepsilon_{pb\theta} + \varepsilon_{ps\theta} = 0$) определяем равномерное уменьшение толщины образца: $\varepsilon_{ps\theta} = -\varepsilon_{pl\theta} - \varepsilon_{pb\theta}$ и $\delta_{ps\theta} = (s_{p\theta} - s_0)/s_0 = \exp(\varepsilon_{ps\theta}) - 1$. Как правило, образцы вырезают под углами $\theta = 0$; 45 и 90° и определяют R_0, R_{45} и R_{90}, реже под углами $\theta = 0$; 22,5; 45; 67,5 и 90°.

Для линейного растяжения или сжатия изотропного образца для всех углов θ справедливо уравнение $\varepsilon_{ps\theta} = \varepsilon_{pb\theta} = -0{,}5\varepsilon_{pl\theta}$, откуда определяем коэффициент Z_θ анизотропии [2] как разницу между нелинейным деформированием анизотропного образца и линейным деформированием изотропного образца для угла θ: $Z_\theta = (\varepsilon_{ps\theta} - \varepsilon_{pb\theta})/(0{,}5\varepsilon_{pl\theta})$ или $Z_\theta = 2(R_\theta - 1)/(R_\theta + 1)$.

Для изотропного материала $R_\theta = 1$, $Z_\theta = 0$ [1, 2].

Расчетная модель испытания и обработки анизотропного листа

Классификация, способы и штампы для испытаний листового материала на анизотропию описаны в работах [3—7]. Расчетная модель испытания на первую и вторую вытяжки анизотропной заготовки приведена на рис. 1 и описана в работе [6]. В пуансон *6* для второй вытяжки можно поместить пуансон с соответствующей матрицей для третьей вытяжки и т. д.

Теория обработки анизотропного листа

Процесс формоизменения заготовки разбиваем на большое число этапов, на каждом задаем малое приращение хода инструмента. На всех этапах рассчитываются интенсивности напряжений $\sigma_{i\theta}$ и деформаций $\varepsilon_{i\theta}$. Сначала решаем задачу упругого деформирования по методике работы [1], затем по условию пластичности в напряжениях или деформациях оцениваем переход элементов заготовки из упругого в пластическое состояние [3]. Для учета анизотропии материала при решении задачи упруго-пластического деформирования используем условие текучести (уравнение пластичности) [2]: элемент заготовки, который расположен под углом θ к направлению прокатки по оси x, на определенном

этапе обработки заготовки переходит в пластическое состояние, продолжает находиться в этом состоянии на последующих этапах (без разгрузки) и накапливает пластические деформации только, если функция f_{ys} текучести равна нулю: $f_{ys} \equiv \sigma_{i\theta} - \sigma_{s\theta} = 0$.

Интенсивность напряжений

$$\sigma_{i\theta} = \sqrt{(C_x\sigma_x)^2 + (C_z\sigma_z)^2 - C_x\sigma_x C_z\sigma_z + 3(C_{xz}\tau_{xz})^2},$$

где C_x, C_z, C_{xz} — параметры анизотропии для напряжений σ_x, σ_z, τ_{xz}; эти параметры изменяются в

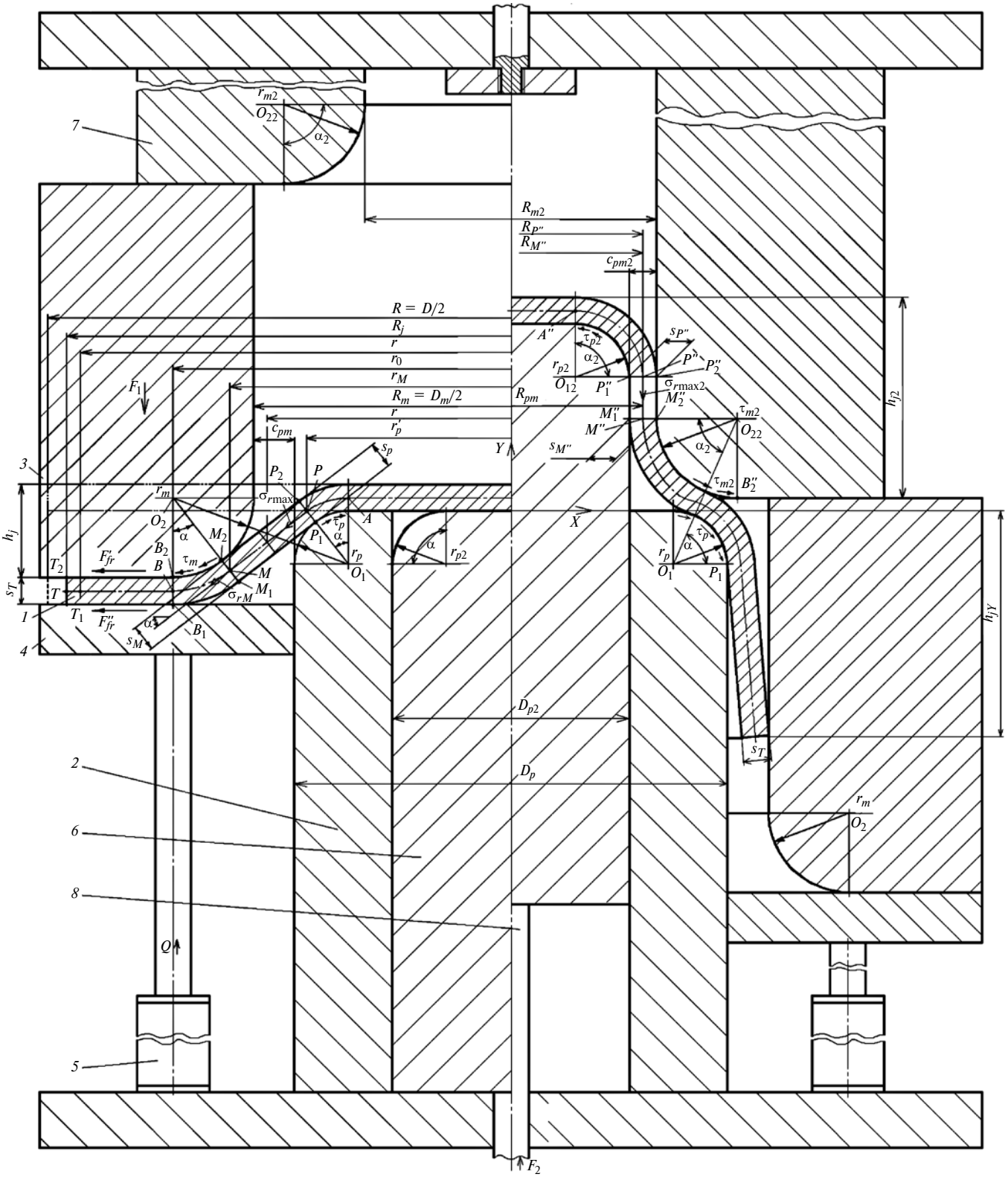


Рис. 1. Модель вытяжки стакана:

1 — заготовка для стакана; *2* — первый пуансон; *3* — первая матрица; *4* — прижим; *5* — пружины; *6* — второй пуансон; *7* — вторая матрица; *8* — толкатель

ходе упрочнения заготовки. Интенсивность пластических деформаций

$$\varepsilon_{i\theta} = [(\sqrt{2})/3] \times$$

$$\times \sqrt{6[(P_x\varepsilon_x)^2 + (P_z\varepsilon_z)^2 + P_x\varepsilon_x P_z\varepsilon_z] + (3/2)(P_{xz}\gamma_{xz})^2},$$

где P_x, P_z, P_{xz} — параметры анизотропии для деформаций ε_x, ε_z, γ_{xz}. Если для какого-то элемента заготовки $f_{ys} < 0$, то он находится в упругом состоянии, если $f_{ys} > 0$, то деформации и напряжения корректируют так [2], чтобы $f_{ys} \approx 0$. При растяжении по ГОСТ 11701—84 в направлении оси x' образца, вырезанного под углом θ к оси x, напряжения составят: $\sigma_{x'} = \sigma_{s\theta}$; $\sigma_{z'} = 0$; $\tau_{x'z'}$, а в момент максимальной силы и начала образования шейки деформации составят: $\varepsilon_{x'} = \varepsilon_{pl\theta}$; $\varepsilon_{z'} = -0{,}5\varepsilon_{pl\theta}$; $\gamma_{x'z'} = 0$.

Подставим последние выражения в уравнения преобразования напряжений и деформаций, повернув оси x' и z' к осям x и z на угол $-\theta$ по часовой стрелке. Полученные выражения напряжений и деформаций подставим в уравнения интенсивностей напряжений и деформаций. После поворота на угол $-\theta$ и совмещения оси x' с осью x интенсивность $\sigma_{i\theta}$ напряжений равна напряжению σ_{s0} текучести, а интенсивность $\varepsilon_{i\theta}$ деформаций равна ε_{pl0} ($\theta = 0$). Для углов 0; 45 и 90° получим параметры анизотропии для базовой оси x:

$$C_x = 1;\ C_z = \sigma_{s0}/\sigma_{s90};\ C_{xz} = (2/\sqrt{3})\sqrt{\sigma_{s0}^2/\sigma_{s45}^2 - 1/4};$$

$$P_x = 1,\ P_z = (1/4)\{1 + \sqrt{1 - 4(1 - 3\varepsilon_{pl0}^2/\varepsilon_{pl90}^2)}\};$$

$$P_{xz} = \sqrt{(4/3)\varepsilon_{pl0}^2/\varepsilon_{pl45}^2 - (1/9)(P_z^2 + P_z + 1)}.$$

Аналогично можно получить параметры анизотропии для любой другой базовой оси в плоскости листа. Для изотропного материала все показатели анизотропии равны единице, и теория пластичности для анизотропного материала переходит в теорию пластичности для изотропного материала. Деформации в параметрах анизотропии известны после испытаний по ГОСТ 11701—84.

Для расчета с учетом упрочнения заготовки напряжения $\sigma_{s\theta}$ текучести каждого элемента, который расположен под углом θ к оси x и перешел в пластическое состояние на каком-то этапе обработки, на каждом последующем этапе можно применить формулу [1, 2] $\sigma_{s\theta} = \sigma_{т\theta} + \sigma_{в\theta ис}\varepsilon_{i\theta}^n$, где истинный предел прочности $\sigma_{в\theta ис} = \sigma_{в\theta}(1 + \delta_{pl\theta})$. Показатель упрочнения n для анизотропного материала зависит от угла θ расположения элемента и при испытании образца на растяжение в момент начала образования шейки определяется из условия: $\sigma_{s\theta} = \sigma_{в\theta ис}$; $\varepsilon_{i\theta} = \varepsilon_{pl\theta}$. Прологарифмировав, для каждого элемента заготовки получим: $n = \ln(1 - \sigma_{т\theta}/\sigma_{в\theta ис})/\ln\varepsilon_{pl\theta}$. Для изотропного материала n рассчитываем по той же формуле, но показатель упрочнения не зависит от θ.

Далее, используя все параметры анизотропии для напряжений и деформаций, на каждом этапе обработки заготовки определим, например методом конечных элементов [2], приращения и суммарные значения перемещений, деформаций и напряжений в элементах заготовки с учетом упрочнения, новые координаты элементов, динамику перехода элементов в пластическое состояние и важные параметры обработки заготовки. Примеры обработки листов без учета анизотропии, представленные в работах [1—7], дополнены теорией анизотропии.

CAD/CAE-моделирование испытания и обработки листа

CAD/CAE-моделирование испытаний на анизотропию листа и обработки штамповкой сначала без учета анизотропии для изотропного листа, а затем с учетом анизотропии выполнены в CAD/CAE-системе Marc для модели, показанной на рис. 1. Из вырезанной из листа круглой заготовки диаметром D вытягивали стакан высотой H с максимальным наружным ($d_н$) и минимальным внутренним ($d_в$) диаметрами стенки с увеличивающимся коэффициентом вытяжки $K = D/[(d_н + d_в)/2] = D/d_{нв} = D/[(D_p + D_m)/2]$ до предельного значения $K_{lim} = D_{lim}/d_{нв} = D_{lim}/[(D_p + D_m)/2]$, при котором вытяжка стакана на проход в матрицу еще возможна, а также с запредельным значением $K > K_{lim}$, при котором вытяжка возможна только на глубину h_f, после чего при дальнейшей вытяжке дно от стенки стакана отрывается. При $K \le K_{lim}$ стакан с фланцем является продуктом незавершенной вытяжки стакана без фланца. Ввиду симметрии ортотропного листа моделировали испытание четверти заготовки с углом $0 \le \theta \le 90°$, изготовленной из разных материалов.

Анизотропия низкоуглеродистых сталей

Низкоуглеродистая сталь 01ЮТ ВОСВ ГЦ (ТУ 14-105-685—2002; ВОСВ — весьма особо сложная вытяжка; ГЦ — горячеоцинкованный лист) имеет следующие показатели механических свойств (ГОСТ 11701—84): модуль упругости E = = 187 200 Н/мм^2; отношение упругой относительной поперечной деформации к продольной $\upsilon = 0{,}3$; плотность $\gamma = 7{,}8 \cdot 10^{-9}$ т/мм^3; пределы прочности для углов $\theta = 0$; 45 и 90°: $\sigma_{в0} = 307$ Н/мм^2; $\sigma_{в45} = 305$; $\sigma_{в90} = 304$; относительные равномерные удлинения: $\delta_{p0} = 0{,}239$; $\delta_{p45} = 0{,}236$; $\delta_{p90} = 0{,}24$; относительные удлинения после разрыва для образцов с

l_0 = 80 мм: δ_{f0} = 0,408; δ_{f45} = 0,408; δ_{f90} = 0,408; пределы текучести: $\sigma_{т0}$ = 161 Н/мм^2; $\sigma_{т45}$ = 168, $\sigma_{т90}$ = 171; относительные пределы текучести: $\sigma_{т45}/\sigma_{т0}$ = 1,043; $\sigma_{т90}/\sigma_{т0}$ = 1,062; R_0 = 1,99; R_{45} = 2,085; R_{90} = 2,722; истинные пределы прочности $\sigma_{в\theta ис} = \sigma_{в\theta}(1 + \delta_{р\theta})$: $\sigma_{в0ис}$ = 380 Н/мм^2; $\sigma_{в45ис}$ = 377; $\sigma_{в90ис}$ = 377.

Показатели низкоуглеродистой стали 08пс ВГ (ГОСТ 9045—93; ВГ — вытяжка глубокая): E = = 172 100 Н/мм^2; υ = 0,3; $\gamma = 7{,}8 \cdot 10^{-9}$ т/мм^3; $\sigma_{в0}$ = 342 Н/мм^2; $\sigma_{в45}$ = 352; $\sigma_{в90}$ = 344; $\delta_{р0}$ = 0,203; $\delta_{р45}$ = 0,192; $\delta_{р90}$ = 0,196; δ_{f0} = 0,342; δ_{f45} = 0,33; δ_{f90} = 0,327; $\sigma_{т0}$ = 227 Н/мм^2; $\sigma_{т45}$ = 254; $\sigma_{т90}$ = 242; $\sigma_{т45}/\sigma_{т0}$ = 1,119; $\sigma_{т90}/\sigma_{т0}$ = 1,066; R_0 = 1,426; R_{45} = 1,164; R_{90} = 1,803; $\sigma_{в0ис}$ = 411 Н/мм^2; $\sigma_{в45ис}$ = 420; $\sigma_{в90ис}$ = 411.

Для моделирования без учета анизотропии листа в CAD/CAE-систему вводили следующие, усредненные для углов θ = 0; 45 и 90°, данные: E, υ, γ, диаграмму упрочнения заготовки $\sigma_s = \sigma_т + \sigma_в(1 + \delta_р)\varepsilon_i^n$, $n = \ln\{1 - \sigma_т/[\sigma_в(1 + \delta_р)]\}/\ln[\ln(1 + \delta_р)]$ [1]. При вычислительных испытаниях с высокой точностью осуществлялось радиальное течение элементов фланца заготовки, вследствие чего уменьшающийся круглый контур заготовки оставался круглым, а высота вытянутого стакана была одинаковой по периметру стенки, неравномерность высоты не превышала 1 %.

Для моделирования с учетом анизотропии листа в CAD/CAE-систему введены дополнительно следующие показатели: R_0, R_{45}, R_{90}, $\sigma_{т45}/\sigma_{т0}$, $\sigma_{т90}/\sigma_{т0}$, а также ориентация $P_{XY\theta}$ = 0, т. е. плоскость XY или xy совпадает с направлением прокатки листа при θ = 0. В процессе испытания из-за анизотропии радиальное течение элементов фланца заготовки нарушалось, вследствие чего исходный круглый контур заготовки при перемещении к отверстию матрицы исказился, на краю вытянутого стакана образовались впадины и фестоны.

Определяли напряженно-деформированное состояние заготовки на каждом этапе хода инструмента. На рис. 2, *а* (см. обложку) показано распределение толщины s стакана на виде сверху перед втягиванием края в матрицу при $K = K_{\lim}$ = 1,99, а также вид спереди после втягивания края в матрицу без учета анизотропии заготовки из стали 01ЮТ. Для стали 08пс модели изотропной заготовки и стакана аналогичны стали 01ЮТ. На всех видах спереди направление прокатки совпадает с правой линией стенки стакана. Те же виды, но с учетом анизотропии, представлены для стали 01ЮТ (рис. 2, *б*) и стали 08пс (рис. 2, *в*).

Установлено, что четверть края стакана может быть двух видов: 1) две впадины по осям заготовки (θ = 0 и 90°) и один фестон между ними; 2) два фестона по осям и одна впадина между ними. Две впадины или два фестона одинаковые, если одинаковые коэффициенты анизотропии ($R_0 = R_{90}$) и имеется симметрия показателей механических свойств относительно оси θ = 45°. Для низкоуглеродистых сталей один из двух фестонов в направлении $R_{\theta\max}$ совпадает с направлением R_{90}, перпендикулярным направлению прокатки R_0, причем в направлении R_{90} образуется меньший по высоте фестон, а в направлении R_0 — больший. Впадина располагается под углом θ_1 и при $R_{90} > R_0$ повернута от угла θ = 45° в направлении меньшего фестона.

По координатам краевых элементов заготовки для всех приращений хода инструмента рассчитывается наибольший радиус-вектор ρ_2 края фестона и наименьший радиус-вектор ρ_1 края впадины перед втягиванием в стенку стакана, а также угол θ_2 до ρ_2 и угол θ_1 до ρ_1. Для стакана из стали 08пс, например, θ_1 = 52,512°.

Образование впадины в заготовках из низкоуглеродистых сталей объясняется следующим. Во фланце, из которого вытягивается стенка стакана, радиальные слои элементов N_0 и N_{90}, прилегающие к осям θ = 0 и θ = 90° и имеющие значения $R_0 = \varepsilon_{pb0}/\varepsilon_{ps0}$ и $R_{90} = \varepsilon_{pb90}/\varepsilon_{ps90}$ большие, чем $R_{45} = \varepsilon_{pb45}/\varepsilon_{ps45}$ (для некоторых низкоуглеродистых сталей $R_0 \approx R_{45}$), под действием окружных сжимающих деформаций ε_{pb0} и ε_{pb90} больше сжимаются по ширине b в окружном направлении, чем прилегающие к оси θ = 45° радиальные слои элементов N_{45}. Слои N_0 и N_{90}, оказывая растягивающее воздействие на слои N_{45} в окружном направлении, одновременно сжимают слои N_{45} в радиальном направлении, увеличивают интенсивность $\varepsilon_{i\theta}$ деформаций этих слоев и одновременно оказывают на них заталкивающее в матрицу воздействие от деформаций и разгружающее воздействие от напряжений. Таким образом, во фланце слои N_{45} быстрее перемещаются в отверстие матрицы, чем слои N_0 и N_{90}, образуя впадину.

Следовательно, плоскостная анизотропия листа относительно изотропного листа обусловливает увеличение растягивающего напряжения (дополнительное нагружение) на одних участках по периметру стенки детали и уменьшение (разгружение) на других участках, что ухудшает условия вытяжки и уменьшает предельную высоту детали. Однако этот недостаток при вытяжке осесимметричных деталей можно считать положительным при вытяжке коробчатых и сложных деталей, например кузовных, если заготовку расположить в штампе для вытяжки так, чтобы направление с наибольшим разгружающим воздействием совпадало с направлением максимального растягивающего напряжения в заготовке. В этом случае вероятность разрушения заготовки снижается.

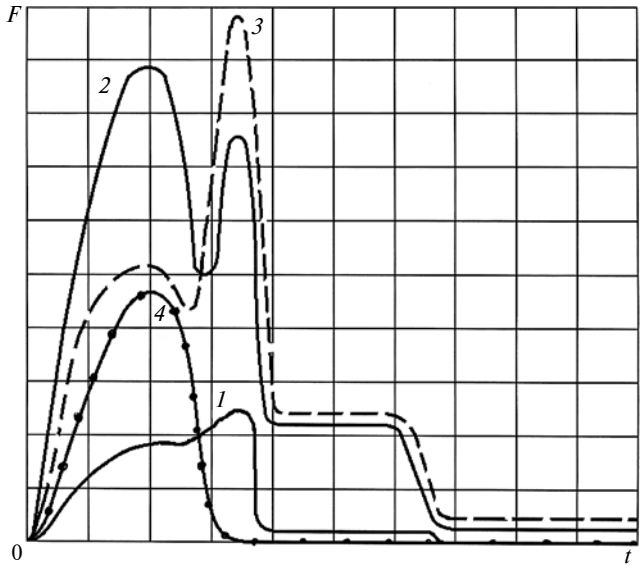


Рис. 3. Графики изменения силы F в текущем времени t для заготовки (*1*), матрицы (*2*), пуансона (*3*) и прижима (*4*) при вытяжке стакана из стали 08пс при $K_{\text{lim}} = 1{,}99$

Исследования напряжений в вытягиваемой заготовке показали, что впадина образуется в направлении наиболее прочных и наименее пластичных радиальных слоев элементов для угла θ с наибольшими значениями $\sigma_{т\theta}$ и $\sigma_{в\theta}$ и наименьшим значением $\delta_{p/\theta}$, так как более прочные и менее пластичные слои быстрее втягиваются в матрицу, чем менее прочные и более пластичные слои.

Для низкоуглеродистых сталей минимальная толщина $s_{\min}$ находится вблизи данного скругления стенки стакана напротив большего из двух фестонов в направлении прокатки с R_0. При $K > K_{\text{lim}}$ и других неблагоприятных факторах, например, при завышенной силе прижатия фланца заготовки, по принципу "где тонко, там и рвется", в элементе с $s_{\min}$ начнется локальное утонение с последующим разрушением, которое распространится в обе стороны от этого элемента по периметру стенки и приведет к отрыву дна стакана. Следовательно, для низкоуглеродистых сталей и материалов с данными показателями анизотропии K_{lim} определяет R_0 в направлении прокатки: чем больше R_0, тем больше K_{lim}.

Если при плоскостной анизотропии неравномерности распределений $\Delta R'_\theta = [(R_{\theta\max} - R_{\theta\min})/R_{\theta\min}] \times$ $\times$ 100 и $\Delta\sigma'_{т\theta} = [(\sigma_{т\theta\max} - \sigma_{т\theta\min})/\sigma_{т\theta\max}]100$ большие (например, больше 5 %), то образуются большие фестоны, если небольшие $\Delta R'_\theta$ и $\Delta\sigma'_{т\theta}$, то фестоны не видны, они сольются с неровным краем стакана из-за допущений в расчетной схеме при моделировании или неоднородности листа, неточности изготовления и отладки штампа и пр.

Минимальную высоту H_1 (полезную высоту в случае обрезки фестонов) определяют как разницу ординат элемента дна и элемента с большей глубиной из возможных двух впадин на стенке стакана без фланца. Высоту H_2 определяют как разницу ординат дна и большего из двух фестонов. Неравномерность высоты определяют как $\Delta H' = [(H_2 - H_1)/H_1]100$ и используют для назначения на заготовке технологического припуска на обрезку неровного края после вытяжки.

Для вытяжки стакана без фланца из низкоуглеродистых сталей при $K_{\text{lim}} = 1{,}8 \div 2{,}0$; $H_1 = H_{1\text{lim}}$; $H_2 = H_{2\text{lim}}$: $\Delta H' = \Delta H'_{\text{lim}} = [(H_{2\text{lim}} - H_{\text{lim}})/H_{1\text{lim}}]100 =$ $= 10 \div 12$ %. Для вытяжки стакана с фланцем высоты H_1 и H_2 заменяем на радиус-векторы ρ_1 и ρ_2 (от центра до максимальных впадины и фестона во фланце).

При $K_{\text{lim}} = D_{\text{lim}}/d_{\text{нв}} = 1{,}99$ и $D_{\text{lim}} = 196$ мм без учета анизотропии высота стакана из исследованных материалов $H'_{\text{lim}} = H_{\text{lim}}/H = 72/72 = 1$. Для стали 08пс с учетом анизотропии минимальная высота до впадины $H_{1\text{lim}}$ относительно H по результатам моделирования составит $H''_{\text{lim}} = H_{1\text{lim}}/H =$ $= 71/72 = 0{,}986$, а до большего фестона: $H'''_{\text{lim}} =$ $= H_{2\text{lim}}/H = 82/72 = 1{,}139$. Следовательно, анизотропия относительно вытяжки изотропного листа уменьшает полезную высоту стакана на величину $1 - H''_{\text{lim}} = 0{,}014$ по впадине и увеличивает высоту на $H'''_{\text{lim}} - 1 = 0{,}139$ по фестону.

Установлено, что по сравнению с вытяжкой из изотропной круглой заготовки при вытяжке стакана из анизотропной круглой заготовки при $K_{\text{lim}} = 1{,}8 \div 2{,}0$ плоскостная анизотропия ухудшает условия формоизменения заготовки — полезная высота стакана по впадине уменьшается на 1÷6 %, что необходимо учитывать.

На производстве для стакана с фланцем относительную высоту $h' = h/d_{\text{нв}} = h/[(D_p + D_m)/2]$, а для стакана без фланца $H' = H/d_{\text{нв}} = H/[(D_p + D_m)/2]$ сравнивают с предельными значениями $h'_{\text{lim}} =$ $= h_{\text{lim}}/d_{\text{нв}} = h_{\text{lim}}/[(D_p + D_m)/2]$ и $H'_{\text{lim}} = H_{\text{lim}}/d_{\text{нв}} =$ $= H_{\text{lim}}/[(D_p + D_m)/2]$, полученными натурными или вычислительными экспериментами.

На начальных j-х этапах хода инструмента при глубине вытяжки $h_j \le h_{\max}$ упрочнение фланца заготовки, из которого образуется стенка стакана, превалирует над уменьшением поверхности фланца, растягивающее напряжение σ_1 в вытягиваемой стенке и сила F вытяжки плавно увеличиваются и при $h_{\max}$ достигают первых максимумов $\sigma_{\max}$ и $F_{\max}$ (рис. 3). Для стали 01ЮТ в момент $j = j_{\max}$ при $h_j = h_{\max}$ в элементе возможного разрыва минимальная толщина стенки составит (см. рис. 2): без учета анизотропии $s_{\min} = 0{,}574$ мм (или утонение $\delta_s = |(s_{\min} - s_0)/s_0|100 = 18$ % при $s_0 = 0{,}7$ мм без разрушения заготовки, так как $\delta_s < \delta_p = 24$ % согласно критерию разрушения из работ [3—7]); с учетом анизотропии $s_{\min} = 0{,}654$ мм или $\delta_s = 6{,}6$ %. Для стали 08пс с учетом анизотропии $s_{\min} = 0{,}606$ мм

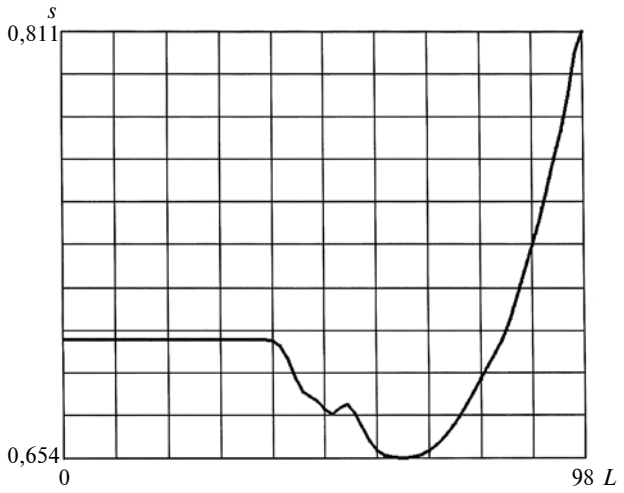


Рис. 4. Распределение толщины s по длине L стенки стакана в направлении прокатки стали 01ЮТ ($\theta = 0$; $s_{min} = 0{,}654$ мм; $s_0 = 0{,}7$ мм)

или $\delta_s = 13{,}4$ % без разрушения заготовки, так как $\delta_s < \delta_p = 19{,}6$ %.

На последующих этапах ($j > j_{max}$) при $h_j > h_{max}$ уменьшение поверхности фланца превалирует над упрочнением; σ_1 и F плавно уменьшаются до σ_{min} и F_{min}, когда край заготовки сначала на впадине, а затем и на фестоне начинает выходить из-под прижима 4 (см. рис. 1). Сила на прижиме уменьшается до нуля (см. рис. 3, график *4*). С этого момента не прижатый край тонколистовой заготовки под действием окружного сжимающего напряжения теряет устойчивость, образуются складки. При втягивании в зазор c_{pm} они начинают разглаживаться, σ_1 и F снова увеличиваются до вторых максимумов (см. рис. 3). После того как край заготовки полностью войдет в зазор c_{pm} и все складки разгладятся, матрицу отводят вверх, вытянутый стакан снимают с пуансона, σ_1 и F уменьшаются. Так как зазор c_{pm} больше толщины s_e края стакана даже с учетом его утолщения ($s_e > s_0$), то складки на краю стакана полностью не разглаживаются (см. рис. 2). Этот край, как правило, обрезают.

Для исключения складок иногда вытяжку осуществляют с утонением стенки с зазором $c_{pm} \le s_0$, однако это ухудшает условия вытяжки, K_{lim} уменьшается, а интенсивности изнашивания пуансона и матрицы увеличиваются.

На рис. 4 показано распределение толщины s вытянутого стакана с учетом анизотропии стали 01ЮТ по направлению прокатки при $\theta = 0$ (числа — номера узлов сетки трехмерных конечных элементов). Аналогичные графики построены для других материалов и углов θ. Установлено, что от центра толщина дна стакана не изменяется и близка к толщине s_0 заготовки. У скругления стенки толщина резко уменьшается до $s_{min} = 0{,}654$ мм в опасном элементе и далее увеличивается до $s_e > s_0$ на краю стакана. Опасный элемент, как правило, расположен в вытянутой стенке в зазоре между пуансоном и матрицей вблизи точки P_1 (см. рис. 1) от пересечения линии контакта вытягиваемой стенки со скруглением пуансона (радиус r_p) и проходящей через ось Y плоскости под тем углом θ к направлению прокатки листа, где толщина элемента минимальна.

Если для стали 08пс при $K_{lim} = 1{,}99$; $\sigma_{т45}/\sigma_{т0} = 1{,}119$; $\sigma_{т90}/\sigma_{т0} = 1{,}066$; $R_0 = 1{,}426$; $R_{45} = 1{,}164$; $R_{90} = 1{,}803$ вытяжка на проход возможна, то при исключении плоскостной ($\sigma_{т45}/\sigma_{т0} = 1$; $\sigma_{т90}/\sigma_{т0} = 1$) и оставлении толщинной анизотропии ($R_0 = R_{45} = R_{90} = R_{\theta min} = 1{,}164$) вытяжка невозможна.

Способы вытяжки детали с одинаковой по периметру высотой (для исключения операции обрезки неровного края детали) описаны в статье [2].

Диаграммы анизотропии материалов

Если для углов $\theta = 0$; 45 и 90° известны показатели анизотропии листа, то их можно представить в виде диаграмм, используя формулу [2]:

$$R'_\theta = \{R_0/[(R_0/R_{90})\sin^4\theta + (R_0/R_{45} - (1 + R_0/R_{90})/4)\sin^2(2\theta) + \cos^4\theta]\}/R_{\theta max}$$

$$\text{при } 0 \le \theta \le 90°. \qquad (1)$$

Чтобы $R'_\theta \le 1$, абсолютные значения R_θ разделим на $R_{\theta max}$ из трех значений (R_0, R_{45} и R_{90}). Остальные показатели аппроксимированы аналогично.

По формуле (1) в системе Marc построены графики распределения по углу θ на оси абсцисс от 0 до 90° показателей анизотропии на оси ординат стали 08пс на основании деформаций $\delta_{p/\theta}$ (рис. 5, *а*) (для $\varepsilon_{pi\theta}$ диаграмма аналогична) и R_θ (рис. 5, *б*) и на основании напряжений $\sigma_{т\theta}$ (рис. 5, *в*).

Сравнение графиков на рис. 5 и 2 показало, что характер профилей впадин и фестонов правильно определяет $\delta_{p/\theta}$ (см. рис. 5, *а*), но только, если имеет место большая неравномерность распределений $\Delta\delta_{p/\theta} = (\delta_{p/\theta max} - \delta_{p/\theta min})/\delta_{p/\theta min}$ или $\Delta\varepsilon_{ip\theta} = (\varepsilon_{pi\theta max} - \varepsilon_{pi\theta min})/\varepsilon_{pi\theta min}$, например больше 5 %. Если $\Delta\delta_{p/\theta}$ находится в пределах погрешности измерений, то следует использовать R_θ и $\sigma_{т\theta}$. Впадина образуется под углом θ, который соответствует минимальному значению R_θ (см. рис. 5, *б*) и максимальному $\sigma_{т\theta}$ (см. рис. 5, *в*), т. е. где наименьшие пластические свойства ($\delta_{p/\theta}$) и наибольшие прочностные ($\sigma_{т\theta}$).

Штамповка заготовок с запредельным коэффициентом вытяжки

Вытяжка стакана с широким фланцем при $K > K_{lim}$ возможна только на неполную предельную высоту h_f стакана на этапе j_{lim}. После этого

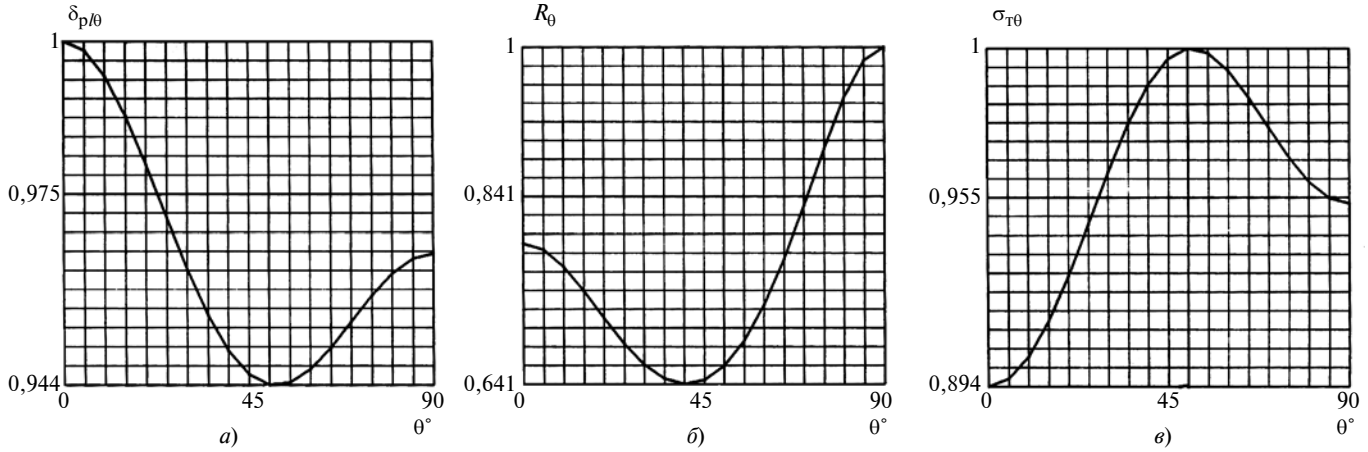


Рис. 5. Распределение по углу $0 \le \theta \le 90^\circ$ показателей $\delta_{p/\theta}$ (*а*), R_θ (*б*), $\sigma_{т\theta}$ (*в*) анизотропии для стали 08пс

фланец заготовки перестает перемещаться в отверстие матрицы. Это объясняется тем, что после пластических деформаций с интенсивностью ε_i до этапа $j_{\lim}$ напряжение σ_s текучести элементов фланца в результате упрочнения увеличилось, упрочнение превалирует над уменьшением размеров фланца. Действующее в опасном элементе, а именно вблизи границы увеличивающегося радиуса r_b контакта вытягиваемой стенки со скруглением пуансона (радиус r_p) с уменьшающейся минимальной толщиной s_w, растягивающее напряжение σ_w увеличивается. На этапе $j_{\lim}$ напряжение σ_w увеличится до предельного значения $\sigma_{w\lim}$, радиус увеличится до $r_{b\max}$, толщина уменьшится до минимального значения $s_{w\min}$, несущая способность стенки — сила $F_w = \sigma_w s_w L$ под углом α к вертикали или проекция $F'_w = \sigma_w s_w L\cos\alpha$ этой силы на вертикаль увеличится в результате упрочнения элементов стенки до предельного значения $F_{w\lim} = \sigma_{w\lim} s_{w\min} L_{\max}$, где $L_{\max} = 2\pi r_{b\max}$ — периметр для данного примера. На $(j_{\lim} + 1)$-ом этапе стенка уже не может втягивать упрочненный фланец в матрицу, и при неподвижном фланце толщина вытянутой стенки стакана в опасном элементе начинает резко уменьшаться до разрушения заготовки. Измерив на испытательной машине $F_{w\lim}$, можно рассчитать $\sigma_{w\lim}$. Если уменьшить D и соответственно K, то на всех j-х этапах напряжение σ_w станет меньше предельного, упрочненный фланец втянется в матрицу, а следовательно, вытяжка на проход возможна.

Стакан с широким фланцем получили при моделировании вытяжки заготовки из стали 08пс без учета анизотропии при $K = K_f = D/d_{\text{нв}} = 1{,}99$. На этапе $j_{\lim} = 245$ фланец перестал втягиваться в матрицу, толщина $s_{\min 1} = 0{,}533$ мм вытянутой стенки стала резко уменьшаться, а стенка разрушаться при высоте h_f или $h'_f = h_f/H = 0{,}648$, т. е. $K = 1{,}99$ для анизотропной стали 08пс близок к предельному $K_{\lim}$. Следовательно, анизотропия листа с $R_\theta > 1$ увеличивает толщину опасного элемента на $\Delta s' = (s_{\min} - s_{\min 1})/s_{\min 1} = 0{,}137$ (≈ 14 %), что и исключает разрушение заготовки в опасном элементе при $K = K_{\lim}$ и увеличивает $K_{\lim}$ ориентировочно на 14 %.

Высоту $h' = h/H_{\lim}$ при известном $K \ge K_{\lim}$ можно определить для любого листового материала из уравнения $h' = 1 - (1 - h'_f)[\{K - K_{\lim})/(K_f - K_{\lim})]$ — это прямая, проходящая через две известные (определены экспериментально или моделированием) точки: первая при $K = K_{\lim}$, $(h' = h'_{\lim} = 1)$, вторая при $K = K_f > K_{\lim}$, $(h' = h'_f)$, где $H_{\lim}$ — высота стакана без фланца при $K_{\lim}$. Далее следует уточнить моделированием и экспериментом.

Таким образом, установлено следующее. При вытяжке стакана из листовой заготовки со значительной плоскостной анизотропией при $\Delta R'_\theta > 5$ %, для которой кривая $R_\theta = f(\theta)$ при $\theta \approx 45^\circ$ обращена выпуклостью вниз при $R_{45} < R_{90} < R_0$ или $R_{45} < R_0 < R_{90}$, или $R_{45} \approx R_0 < R_{90}$, а кривая $\sigma'_{т\theta} = \sigma_{т\theta}/\sigma_{т0} = f(\theta)$ при $\theta \approx 45^\circ$ обращена выпуклостью вверх при $\sigma'_{т45} > \sigma'_{т90} > 1$ или $\sigma'_{т45} \approx 1 < \sigma'_{т90}$, или $\sigma'_{т45} > 1 \approx \sigma'_{т90}$, на четверти стенки стакана образуется одна впадина в направлении $R_{\theta\min}$ и $\sigma'_{т\theta\max}$, равных для низкоуглеродистых сталей $R_{\theta\min} = R_{45}$ и $\sigma'_{т\theta\max} = \sigma'_{т45}$. При этом два фестона образуются в направлении прокатки R_0 и в перпендикулярном направлении R_{90}, причем больший фестон, определяющий высоту стакана без фланца или размеры фланца стакана, образуется в направлении меньшего из R_0 и R_{90}. При $R_{45} < R_0 < R_{90}$ впадина повернута от угла $\theta = 45^\circ$ в направлении меньшего фестона с R_{90}; при $R_{45} < R_{90} < R_0$ — в направлении меньшего фестона с R_0. Минимальная толщина $s_{\min}$ опасного элемента стакана, где возможно разрушение при вытяжке, находится вблизи перехода донного скругления в стенку стакана по углу θ напротив большего фестона. Следовательно, для материалов с аналогичной анизотропией

$R_\theta = f(\theta)$ и $\sigma'_{т\theta} = f(\theta)$, K_{lim} существенно зависит от R_0, причем, чем больше R_0, тем больше K_{lim} и лучше штампуемость заготовки.

Анизотропия низколегированной стали и высоколегированной коррозионно-стойкой стали

Низколегированная сталь 08ГСЮТ повышенной прочности (ТУ 14-1-3764—84) имеет показатели: $E = 191\ 200$ Н/мм^2; $\upsilon = 0{,}3$; $\gamma = 7{,}8 \cdot 10^{-9}$ т/мм^3; $\delta_р = 0{,}172$; $\delta_{fc} = \delta_{80} = 0{,}262$; $\sigma_т = \sigma_{т\ ср} = (\sigma_{т0} + \sigma_{т45} + \sigma_{т90})/3 = 356$ Н/мм^2; $\sigma_в = \sigma_{в\ ср} = 471$ Н/мм^2; $\sigma_{т45}/\sigma_{т0} = 349/344 = 1{,}015$; $\sigma_{т90}/\sigma_{т0} = 374/344 = 1{,}087$; $R_0 = 0{,}768$; $R_{45} = 1{,}402$; $R_{90} = 1{,}020$. Показатели высоколегированной коррозионно-стойкой стали 08Х18Н10 (ГОСТ 7350—77): $E = 203\ 000$ Н/мм^2; $\upsilon = 0{,}14$; $\gamma = 7{,}8 \cdot 10^{-9}$ т/мм^3; $\delta_р = 0{,}26$; $\delta_{fc} = 0{,}4$; $\sigma_{т\ ср} = 411$ Н/мм^2; $\sigma_{в\ ср} = 672$ Н/мм^2; $\sigma_{т45}/\sigma_{т0} = 391/428 = 0{,}914$; $\sigma_{т90}/\sigma_{т0} = 413/428 = 0{,}965$; $R_0 = 1{,}077$; $R_{45} = 1{,}640$; $R_{90} = 1{,}026$.

Вытяжка стакана из сталей 08ГСЮТ и 08Х18Н10 толщиной $s_0 = 0{,}7$ мм без учета анизотропии при $K = 1{,}99$ возможна только на неполную высоту h_f стакана с широким фланцем (рис. 6, *а*, см. обложку). Затем край заготовки перестает перемещаться к центру, а опасный элемент вытянутой стенки с толщиной $s_{min1} = 0{,}529$ мм для стали 08ГСЮТ и $s_{min1} = 0{,}527$ мм для стали 08Х18Н10 начинает локально уменьшаться и разрушаться.

Вытяжка стакана из сталей 08ГСЮТ и 08Х18Н10 с учетом анизотропии при $K = 1{,}99$ возможна на проход на полную высоту (рис. 6, *б*, см. обложку). Без учета анизотропии высота стакана из всех материалов составит $H'_{lim} = H_{lim}/H = 72/72 = 1$, а с учетом анизотропии по результатам моделирования составит $H''_{lim} = H_{1lim}/H = 65{,}969/72 = 0{,}916$ для стали 08ГСЮТ и $H''_{lim} = 70{,}419/72 = 0{,}978$ для стали 08Х18Н10. Видно, что по сравнению с вытяжкой изотропной заготовки анизотропия этой заготовки уменьшает полезную высоту вытягиваемого стакана на $1 - H''_{lim} = 0{,}084$ или на 8,4 % для 08ГСЮТ и на $1 - H''_{lim} = 0{,}022$ или на 2,2 % для 08Х18Н10.

При $K = 1{,}99$ вытяжка возможна с $s_{min} = 0{,}601$ мм в опасном элементе для стали 08ГСЮТ и $s_{min} = 0{,}628$ мм для стали 08Х18Н10 и с образованием фестона под углом $\theta \approx 45°$, меньшей впадины с большей высотой от дна в направлении прокатки X и большей впадины с меньшей высотой в перпендикулярном направлении Z для стали 08ГСЮТ, примерно одинаковых, в пределах погрешности моделирования, впадин для стали 08Х18Н10. Поэтому $K = 1{,}99$ для анизотропных сталей близок к K_{lim}. Следовательно, и для данных сталей анизотропия заготовки с $R_\theta > 1$ при $K \le K_{lim}$ увеличивает толщину опасного элемента на $\Delta s' \approx 0{,}14$ для стали 08ГСЮТ и на $\Delta s' \approx 0{,}19$ для стали 08Х18Н10, что увеличивает K_{lim} на эти же величины.

Установлено, что для стали 08ГСЮТ со значительной плоскостной анизотропией при $\Delta R'_\theta \approx 83$ %, $R_{45} > R_{90} > R_0$ и для стали 08Х18Н10 при $\Delta R'_\theta \approx 60$ %, $R_{45} > R_0 > R_{90}$ минимальная толщина s_{min} (где возможно разрушение) находится вблизи перехода донного скругления в стенку стакана напротив впадины с $R_{\theta min}$.

Анизотропия алюминиевых сплавов

Показатели алюминиевого сплава АМцМ (ГОСТ 21631—76): $E = 70\ 000$ Н/мм^2; $\upsilon = 0{,}33$; $\gamma = 2{,}73 \cdot 10^{-9}$ т/мм^3; $\delta_р = 0{,}25$; $\delta_{fc} = 0{,}3$; $\sigma_{т\ ср} = 71$ Н/мм^2; $\sigma_{в\ ср} = 141$ Н/мм^2; $\sigma_{т45}/\sigma_{т0} = 65{,}1/72{,}7 = 0{,}895$; $\sigma_{т90}/\sigma_{т0} = 78{,}8/72{,}7 = 1{,}084$; $R_0 = 0{,}279$; $R_{45} = 0{,}965$; $R_{90} = 0{,}328$.

Показатели алюминиевого сплава АМг6М (ГОСТ 21631—76): $E = 71\ 000$ Н/мм^2; $\upsilon = 0{,}33$; $\gamma = 2{,}64 \cdot 10^{-9}$ т/мм^3; $\delta_р = 0{,}15$; $\delta_{fc} = 0{,}18$; $\sigma_{т\ ср} = 155$ Н/мм^2; $\sigma_{в\ ср} = 315$ Н/мм^2; $\sigma_{т45}/\sigma_{т0} = 160{,}1/171 = 0{,}936$; $\sigma_{т90}/\sigma_{т0} = 171{,}2/171 = 1{,}001$; $R_0 = 0{,}725$; $R_{45} = 0{,}850$; $R_{90} = 0{,}653$.

Вытяжка сплава АМцМ с учетом анизотропии при $K_f = D/d_{нв} = 1{,}99$ и $D = 196$ мм (рис. 7, *а*, см. обложку) (для АМг6М аналогично) без разрыва стенки возможна с широким фланцем только до предельного уменьшения толщины опасного элемента стенки $\Delta s'' = (s_{min2} - s_0)/s_0 = (0{,}524 - 0{,}7)/0{,}7 = -0{,}251$ и только на ограниченную высоту h_f или $h'_f = h_f/H = 0{,}433$.

При уменьшенных $K_{lim} = D_{lim}/d_{нв} = 1{,}81$ и $D_{lim} = 177{,}8$ мм вытяжка стакана на проход становится возможной (рис. 7, *б*). При этом без учета анизотропии высота стакана из всех материалов составит $H'_{lim} = H_{lim}/H = 55/55 = 1$, а с учетом анизотропии по результатам моделирования получим: $H''_{lim} = H_{1lim}/H = 0{,}919$ для АМцМ и $H''_{lim} = 0{,}994$ для АМг6М. Следовательно, по сравнению с вытяжкой изотропной заготовки анизотропия данной заготовки уменьшает полезную высоту вытягиваемого стакана на $(1 - H''_{lim}) = 0{,}081$ для сплава АМцМ и на 0,006 для сплава АМг6М.

Вытяжки стакана из сплавов АМцМ (рис. 7, *б*, см. обложку) и АМг6М (рис. 7, *в*) с учетом анизотропии при $K_{lim} = 1{,}81$ возможна на полную высоту с $s_{min} = 0{,}608$ мм в опасном элементе для сплава АМцМ и $s_{min} = 0{,}627$ мм для сплава АМг6М и с образованием фестона под углом $\theta \approx 45°$, меньшей впадины с большей высотой от дна в направлении прокатки X и большей впадины с меньшей высотой в перпендикулярном направлении Z для АМцМ и примерно одинаковых небольшой высоты в пределах погрешности моделирования впадин для АМг6М.

Установлено, что для сплава АМцМ со значительной плоскостной анизотропией при $\Delta R'_\theta \approx 250$ %, $R_{45} > R_{90} > R_0$ и для сплава АМг6М при $\Delta R'_\theta \approx 30$ %, $R_{45} > R_0 > R_{90}$ минимальная толщина $s_{\min}$ находится вблизи перехода донного скругления в стенку стакана напротив впадины с $R_{\theta\min}$.

Анизотропия медно-цинковых сплавов

Показатели медно-цинкового сплава (латуни) Л63 (ГОСТ 15527—2004): $E = 116\,000$ Н/мм^2; $\upsilon = 0{,}35$; $\gamma = 8{,}44 \cdot 10^{-9}$ т/мм^3; $\delta_p = 0{,}37$; $\delta_{fc} = 0{,}51$; $\sigma_{т\,ср} = 217$ Н/мм^2; $\sigma_{в\,ср} = 509$ Н/мм^2; $\sigma_{т45}/\sigma_{т0} = 210/215 = 0{,}977$; $\sigma_{т90}/\sigma_{т0} = 225/215 = 1{,}047$; $R_0 = 0{,}666$; $R_{45} = 0{,}82$; $R_{90} = 0{,}759$.

Вытяжка латуни Л63 с учетом анизотропии при $K_f = 1{,}99$ и $D = 196$ мм (рис. 8, *а*, см. обложку) без разрыва стенки возможна с широким фланцем только до предельного уменьшения толщины опасного элемента стенки $\Delta s'' = (s_{\min 2} - s_0)/s_0 = -0{,}247$ и только на ограниченную высоту h_f или $h'_f = 0{,}399$. Вытяжка при $K_{\lim} = 1{,}81$ и $D_{\lim} = 177{,}8$ мм (рис. 8, *б*, см. обложку) возможна на проход при высоте $H_{1\lim}$. Без учета анизотропии $H'_{\lim} = 1$, с учетом анизотропии минимальная высота до большей впадины $H_{1\lim}$ относительно H по результатам моделирования составит $H''_{\lim} = 1{,}016$. Следовательно, по сравнению с вытяжкой изотропной заготовки анизотропия латуни Л63 практически не влияет на полезную высоту вытягиваемого стакана. Ограниченную высоту $h' = h/H$ при известном $K \geq K_{\lim}$ как функцию $h' = f(K)$ можно определить по предложенной методике. Вытяжка стакана из латуни Л63 (см. рис. 8, *б* на обложке) с учетом анизотропии при $K_{\lim} = 1{,}81$ возможна на полную высоту с $s_{\min} = 0{,}607$ мм в опасном элементе и с образованием на стенке малозаметного небольшого фестона под углом $\theta \approx 45^\circ$, меньшей впадины и большей высоты от дна в направлении прокатки X и большей впадины и меньшей высоты в направлении Z.

Установлено, что для латуни Л63 с небольшой плоскостной анизотропией при $\Delta R'_\theta \approx 23$ % и $R_{45} > R_{90} > R_0$ минимальная толщина $s_{\min}$ элемента находится вблизи перехода донного скругления в стенку стакана напротив впадины с $R_{\theta\min}$.

Таким образом, для легированных сталей и цветных металлов установлено следующее. При вытяжке стакана из листовых заготовок со значительной плоскостной анизотропией при $\Delta R'_\theta > 5$ %, для которых кривая $R_\theta = f(\theta)$ при $\theta = 45^\circ$ обращена выпуклостью вверх при $R_{45} > R_{90} > R_0$ или $R_{45} > R_0 > R_{90}$, или $R_{45} > R_0 \approx R_{90}$, а кривая $\sigma'_{т\theta} = \sigma_{т\theta}/\sigma_{т0} = f(\theta)$ при $\theta = 45^\circ$ — выпуклостью вниз при $\sigma'_{т45} < \sigma'_{т90} < 1$ или $\sigma'_{т45} \approx 1 < \sigma'_{т90}$, или $\sigma'_{т45} < 1 \approx \sigma'_{т90}$, на четверти стенки стакана образуется один фестон в направлении $R_{\theta\max}$ и $\sigma'_{т\theta\min}$, равных $R_{\theta\max} = R_{45}$ и $\sigma'_{т\theta\min} = \sigma'_{т45}$, две впадины образуются в направлении прокатки R_0 и в перпендикулярном направлении R_{90}, причем наибольшая впадина, определяющая полезную высоту стакана без фланца или размеры фланца стакана после обрезки фестонов, образуется в направлении большего значения из R_0 и R_{90}. При $R_{45} > R_{90} > R_0$ фестон повернут от угла $\theta = 45^\circ$ в направлении большей впадины с R_{90}, а при $R_{45} > R_0 > R_{90}$ — в направлении большей впадины с R_0. Минимальная толщина $s_{\min}$ элемента стакана, где возможно разрушение, находится вблизи перехода донного скругления в стенку стакана по углу θ напротив впадины с $R_{\theta\min}$, равного для этих материалов R_0 в направлении прокатки. Следовательно, для материалов с данными показателями анизотропии $K_{\lim}$ существенно зависит от $R_{\theta\min}$: чем больше $R_{\theta\min}$, тем больше $K_{\lim}$.

Разгружающее воздействие анизотропии при вытяжке сложных деталей

Сравнение вытяжки стакана из круглой заготовки с существенной плоскостной анизотропией при $R_0 \neq R_{45} \neq R_{90}$ и с несущественной анизотропией при $R_0 = R_{45} = R_{90}$, но с разной толщинной анизотропией при $R_0 = R_{45} = R_{90} > 1$, показало, что по углу θ по периметру перехода донного закругления в стенку стакана плоскостная анизотропия уменьшает толщину до $s_{\min}$ при $\theta_{\min}$ на одном элементе, где возможно разрушение, и увеличивает на другом элементе до $s_{\max}$ при $\theta_{\max}$, где разрушение невозможно. Поэтому при вытяжке неосесимметричных коробчатых и сложных кузовных деталей заготовку целесообразно ориентировать в штампе так, чтобы участок детали, где образуется минимальная толщина, располагался под углом $\theta_{\max}$, чтобы плоскостная анизотропия оказывала разгружающее воздействие.

Складкообразование анизотропной заготовки при формоизменении

На рис. 9 (см. обложку) показаны изменения толщины и образования складок при вытяжке стакана из круглой анизотропной заготовки из стали 08ГСЮТ при $K_{\lim} = 1{,}99$. Сначала образуется одна складка, затем из нее получаются три складки, из трех — пять, далее семь, десять и четырнадцать при достижении половины глубины. После этого число складок остается неизменным, уменьшается только шаг между ними. Если угол $\theta = 90^\circ$ разделить на четыре сектора и считать, что при вытяжке меньшая впадина образуется в секторе $0 \leq \theta < 22{,}5^\circ$, фестон — в секторе $22{,}5 \leq \theta \leq 67{,}5^\circ$, наибольшая впадина — в секторе $67{,}5 < \theta \leq 90^\circ$, то в секторе с фестоном складок меньше (см. рис. 9), чем в двух секторах со впадинами. При вытяжке изотропной заготовки число складок существенно не изменяется, они

равномерно распределяются по поверхности фланца. Для исследованных листовых материалов при $s_0 = 0{,}7$ мм и $1{,}81 \le K \le 1{,}99$ характер образования складок и их число примерно то же, что и на рис. 9.

На рис. 2, 6—8 видны складки на фланце и крае стенки стакана в конце вытяжки. Для устранения складкообразования фланца используют прижим *3* (см. рис. 1), причем сила Q должна быть минимальной, чтобы не затормаживать фланец, перемещающийся в матрицу. Как только край впадины, а затем и край фестона сошли с кромки матрицы радиуса r_m, их прижатие прекращается, появившиеся еще на прижатом фланце небольшие складки увеличиваются по высоте и уменьшаются по ширине в результате сжатия края заготовки, но при втягивании в зазор c_{pm} (см. рис. 1) между пуансоном и матрицей складки должны разгладиться. Однако при завышенном r_m слишком большие складки не разглаживаются, происходит наслоение складок одна на другую, что приводит к отрыву дна от стенки стакана при разглаживании. Уменьшение r_m ухудшает формоизменение и уменьшает K_{lim}. Поэтому моделированием определяют рациональные r_m, Q, c_{pm} и другие параметры вытяжки, обеспечивающие разглаживание, далее уточняют их значения при отладке штампа.

Анизотропия заготовок на последующих операциях вытяжки

Для моделирования второй вытяжки в первый пуансон *2* встроили второй пуансон *6*, а над первой матрицей *2* расположили вторую матрицу *7* (см. рис. 1). Также можно добавлять следующие пуансоны и матрицы. Чтобы вся поверхность скругления радиуса $r_{p(n-1)}$ дна предыдущего $(n-1)$-го полуфабриката диаметром d_{n-1} по средней линии стенки на следующей n-й вытяжке переходила в стенку n-го полуфабриката диаметром d_n, для увеличения высоты стенки, радиус r_{pn} скругления пуансона или дна n-то полуфабриката на n-й вытяжке рассчитывают по формуле $r_{pn} \le (d_{n-1} - d_n - 2r_{p(n-1)} - s_0)/(\pi - 2) - s_0/2$.

На рис. 10, *а*, *б* (см. обложку) показано распределение толщины s на промежуточном и окончательном этапах второй вытяжки второго полуфабриката из первого полуфабриката, показанного на рис. 2 после первой вытяжки, из анизотропной стали 08пс при коэффициенте второй вытяжки $K_2 = d_{n-1}/d_n = d_{\text{нв}}/d_{p2m2} = [(D_p + D_m)/2]/[(D_{p2} + D_{m2})/2] = [(R_p + R_m)/2]/[(R_{p2} + R_{m2})/2] = 1{,}316$.

На окончательном этапе (см. рис. 10, *б* на обложке), как только участок края первого полуфабриката на впадине выходит из-под прижима на кромку второй матрицы радиуса r_{m2}, на этом участке происходит наслоение складок. Они не могут распрямиться в зазоре между вторым пуансоном и второй матрицей, минимальная толщина $s_{\min 2} = 0{,}534$ мм (или утонение $\delta_s = |(s_{\min 2} - s_0)/s_0|100 = 23{,}7$ % при $s_0 = 0{,}7$ мм) элементов стенки вблизи донного скругления вытягиваемого второго полуфабриката напротив большего фестона в направлении прокатки начинается резко уменьшаться, и в этом месте начинается отрыв дна от стенки. На этом этапе останавливают вытяжку и у вытянутого полуфабриката обрезают увеличившиеся на второй вытяжке фестоны на краю стенки.

Если требуется второй полуфабрикат вытянуть на проход во вторую матрицу, то или изменяют материал заготовки (первый вариант), например, с увеличенным $R_{\theta\min}$, или изменяют обработку заготовки (второй вариант).

На рис. 10, *в* показан второй полуфабрикат, вытянутый на проход из стали 08пс с измененными свойствами материала: $\sigma_{т45}/\sigma_{т0} = 1$; $\sigma_{т90}/\sigma_{т0} = 1$; $R_0 = R_{45} = R_{90} = 1{,}426$. В результате увеличения $R_{\theta\min}$ штампуемость материала улучшилась, а ввиду равенства $R_0 = R_{45} = R_{90}$ высота фестонов уменьшилась, что позволило осуществить вторую вытяжку на проход.

При том же K_2 или его уменьшении первый полуфабрикат вытягивают с коническим скосом у дна, а второй — в конической второй матрице с прижимом по этому скосу, чтобы край первого полуфабриката при переходе на конический участок второй матрицы был прижат и не образовывал наслаиваемые складки.

Таким образом, CAD/CAE-моделирование позволяет проектировать обработку листов с учетом их анизотропии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении // Вестник машиностроения. 2012. № 8—12; 2013. № 2, 3.

2. **Жарков В. А.** Методология компьютерного проектирования технологических процессов с учетом анизотропии штампуемого материала // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2007. № 1. С. 30—42.

3. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Классификация и теория // Вестник машиностроения. 2016. № 6. С. 51—58.

4. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Растяжение и обтяжка узких и широких заготовок // Вестник машиностроения. 2016. № 8. С. 55—64.

5. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Формовка листов, лент и полос // Вестник машиностроения. 2017. № 1. С. 67—75.

6. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Многооперационная осесимметричная вытяжка листовых заготовок // Вестник машиностроения. 2017. № 4. С. 62—73.

7. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Многооперационная неосесимметричная вытяжка листовых заготовок // Вестник машиностроения. 2017. № 8. С. 63—74.

УДК 621.941.08

Б. М. ДМИТРИЕВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: dmitriev@bmstu.ru

Термическая жесткость несущей системы металлорежущего станка

Рассматривается оценка качества металлорежущего станка по параметрам точности, определяемая суммой единиц измерения отдельных свойств конструкции. Определение сопротивления конструкции станка тепловому воздействию по оценке термического свойства образца материала не дает достоверной информации, поэтому разработана единица измерения, основанная на анализе движения конструкции под действием термических сил, что позволило получить параметр "термическая жесткость" конструкции.

Ключевые слова: точность станка, конструкция станка, сопротивление термическим воздействиям, термическая жесткость, единица термической жесткости.

The quality assessment of metal-cutting machine tool on accuracy parameters, determined by sum of measurement units of certain structure properties, is considered. The definition of machine tool structure resistance to thermal action on assessment of specimen material thermal properties does not give valid information, therefore the measurement unit, based on analysis of structure movement under thermal forces action, is developed. This unit allows to obtain "thermal stiffness" parameter of a structure.

Keywords: machine tool accuracy, machine tool structure, thermal action resistance, thermal stiffness, thermal stiffness unit.

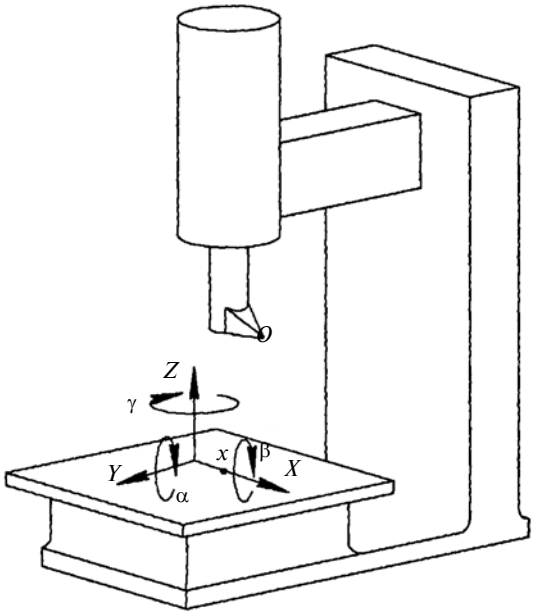
Разработка конструкции станка требует принятия компромиссных решений, особенно при формировании точности станка. Если компромиссы не устраняются, то после изготовления станка появляются неопределенности состояния станка. Чтобы решить вопросы эксплуатации конструкции, следует контролировать текущее состояние станка. Количественная информация о достигнутом уровне качества необходима как конструктору, так и потребителю продукции: для первого она решает вопрос совершенства конструкции, для второго — возможность эксплуатации данного станка. В существующей системе знаний (ССЗ) станкостроения отсутствует единица измерения качества несущей системы станка (НСС). Поэтому для оценки используют показатели отдельных свойств станка, а качество конструкции оценивают по их сумме. Для количественной оценки уровня каждого свойства станка разрабатывают единицы измерения — это геометрическая точность, жесткость конструкции при механических воздействиях, погрешность координатного перемещения формообразующих узлов и т. д. При эксплуатации станка возникают термические воздействия, которые наряду с механическими воздействиями изменяют точность станка [1], особенно прецизионного. Действие теплоты изменяет положение заготовки относительно инструмента, что определяет точность изготовляемых деталей. Величина относительного перемещения баз характеризует способность конструкции сопротивляться тепловым воздействиям, препятствуя изменению взаимного положения заготовки и инструмента. В работе [2] данное свойство определяется как "термическая жесткость" станка. Для этого свойства в ССЗ нет единицы измерения, что затрудняет работу как конструктора, так и пользователя станка. Поэтому необходимо определить условия, обеспечивающие получение количественной однозначной оценки термической жесткости станка. Цель исследования — решить задачу формирования единицы измерения данного свойства.

Существующие подходы к решению данной задачи в станкостроении основываются на использовании закона Гей-Люссака, устанавливающего связь величины удлинения металлического стержня с его температурой, которая в данном случае является термической силой. Автор работы [3] обосновал действие температуры на изменение объема исследуемого объекта, как аналогичное действию механической силы. Параметры модуля силы определяются двумя способами: с помощью динамометра и по параметрам движения объекта. При оценке свойства металла сопротивляться действию температуры согласно закону Гей-Люссака образец помещают в термостат (дилатометр), который при тепловых исследованиях является термическим динамометром. Внутрь дилатометра подается теплота. В состоянии термического равновесия измеряют температуру образца (в градусах) и его удлинение (в микрометрах). Отношение удлинения образца к температуре, характеризующее свойство металла противодействовать теплоте, выражается коэффициентом линейного расширения. В ССЗ свойство конструкции станка противодействовать теплоте определяют, применяя этот же подход. В качестве функции свойства конструкции сопротивляться термическим воздействиям используют параметры геометрической точности станка, определяющие точность взаимного положения баз станка. Аргументом должен быть показатель, характеризующий термическое состояние станка. В ССЗ в качестве параметров, определяющих термическое состояние

станка, используют разные показатели. Это может быть температура конструкции [4] или параметры, определяющие режим рабочего процесса. Как правило, это частота вращения шпинделя [5, 6]. Используют также время стабилизации переходного процесса системы из одного равновесного состояния в другое [7] и др. Основное требование к показателю — его однозначное воспроизведение при исследовании свойств станков разных моделей и разных экземпляров станков одной модели. Каждое из известных предложений сопряжено с неопределенностью получаемой информации, связанной с неопределенностью количественного значения параметра, характеризующего термическое состояние станка. Температура — параметр, распределяемый по конструкции. Возникает вопрос, какую температуру конструкции использовать в качестве показателя возмущения. Использование в качестве аргумента частоты вращения шпинделя не гарантирует однозначную зависимость от нее термического состояния конструкции. Это следствие влияния конструктивных особенностей НСС. Использование как аргумента времени стабилизации переходного процесса системы из одного равновесного состояния в другое требует специальных знаний и времени для подготовки к исследованию.

Размеры образца в зависимости от теплоты изменяются под действием атомарных сил. Атомарная структура материала в начальный период термического воздействия находится в равновесном состоянии. Это значит, что силы притяжения атомов в металле равны силам отталкивания. Теплота, поступающая в систему, нарушает термическое равновесие. При поступлении теплоты атомарные силы отталкивания увеличиваются. При увеличении теплоты силы отталкивания превалируют над силами сопротивления, что приводит к возникновению сил действия, вызывающих механическое движение всей конструкции станка, в том числе и его баз. Движение конструкции продолжается до момента наступления нового термического равновесия. Как показывает практика, закон движения от действия термических сил не противоречит экспоненциальной зависимости. Механическое движение конструкции возникает как результат силы действия.

Чтобы количественно определить силу сопротивления станка термическим воздействиям, исследуем параметры движения конструкции под действием теплоты, поступающей извне. Для этого составим дифференциальное уравнение механического движения НСС. Изучение параметров механического движения требует выбора системы отсчета [8]. В качестве технического объекта используем металлорежущий станок с вертикальным расположением шпинделя. База инструмента (ось шпинделя) имеет пять степеней свободы перемещения под действием теплоты относительно базы заготовки



Система координат станка

("зеркало" стола). Положение оси шпинделя относительно базы заготовки определяют три линейные (X, Y, Z) и две угловые (α и β) координаты. Угол поворота НСС в плоскости XZ определяет координата α, в плоскости YZ — координата β. Поворот оси шпинделя (угловое движение γ) не влияет на кинематику движения конструкции в результате действия теплоты (рисунок). Система отсчета включает: систему координат; средства измерения перемещения базы станка в виде линейных первичных преобразователей; хронометр. Система координат служит для однозначной оценки параметров движения баз станка в рабочем пространстве НСС. Средства измерения служат для определения количественного изменения положения баз во время рабочего процесса. Хронометр служит для синхронизации изменения параметров движения баз станка. Система координат имеет начало на "зеркале" стола станка (см. рисунок).

Базовая система координат (X, Y, Z) неподвижна относительно стола станка и связана с базой заготовки (X, Y, Z). Рассмотрим движение точки O вдоль оси X и обозначим расстояние точки O от ее начального положения как x. Допустим, что на материальную точку O действует движущая сила, которая является внутренней силой конструкции, равной разности атомарных сил действия и сил противодействия. Приведем движущуюся массу m станка к точке O, из которой начинается механическое движение сосредоточенной массы m станка относительно плоскости стола. Силу сопротивления движению обозначим $-F$. (Знак минус показывает, что атомарные внутренние силы конструкции — это силы отталкивания, зависят от свойств конструкции, имеют характер сопротивления и

противодействуют термическим силам). Получим уравнение движения точки O в виде:

$$m\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} = -F, \qquad (1)$$

где v — скорость движения точки O; t — время движения точки O.

Разделим переменные в уравнении (1) и получим выражение:

$$\mathrm{d}t = -m\frac{\mathrm{d}v}{F}.$$

Обозначим начальную скорость движения массы m, как v_0, а скорость в момент времени t_i, как v_i, и определим текущее время движения точки:

$$t = -\int_{v_0}^{v_i}\frac{m\mathrm{d}v}{f(v)} = m\int_{v_i}^{v_0}\frac{\mathrm{d}v}{f(v)}.$$

В этом случае точка O за время t пройдет вдоль оси расстояние

$$x = \int_0^t v\mathrm{d}t = -\int_{v_0}^{v_i}\frac{mv\mathrm{d}v}{f(v)} = m\int_{v_i}^{v_0}\frac{v\mathrm{d}v}{f(v)}. \qquad (2)$$

Проинтегрировав уравнение (2), определим перемещение точки O вдоль оси X как

$$x = m(v_0^2 - v_i^2)/2F.$$

Откуда выразим силу сопротивления в виде

$$F = m(v_0^2 - v_i^2)/2x. \qquad (3)$$

Параметры в уравнении (3) соответствуют осям в момент термического движения. Тогда показатель жесткости конструкции по данной оси можно определить по формуле

$$k_x = \frac{F}{x} = \frac{\frac{m(v_0^2 - v_i^2)}{2x}}{x} = \frac{m(v_0^2 - v_i^2)}{2}.$$

Чтобы количественно оценить силу сопротивления конструкции при термических воздействиях, необходимо знать следующие показатели:

1. Массу m несущей системы станка. Параметр дается в паспорте станка.

2. Начальную скорость v_0 переходного процесса НСС из одного равновесного состояния в другое при заданной частоте вращения шпинделя. Определяется экспериментально из исследований параметров закона движения точки O.

3. Скорость v_i процесса в момент времени t_i. Определяется также экспериментально при заданной частоте вращения шпинделя. При экспоненциальной зависимости время t_i определяют при $x_{\max} = 0{,}98x_{\max}$, где $x_{\max}$ — максимальное перемещение точки O вдоль оси X при термическом равновесии конструкции. При исследованиях в качестве показателя термического состояния используют работу конструкции на холостом ходу.

4. В силу того что станки с ЧПУ предназначены для применения в мелкосерийном и индивидуальном производстве и работают в разных режимах, то возникает вопрос о законе воспроизводства термического воздействия на конструкцию. В данном случае использовался закон, предлагаемый в работе [9].

С целью апробации подхода провели эксперименты, в которых в качестве технического объекта использовали фрезерный станок с вертикальным расположением шпинделя. Параметры (v_0, v_i) переходного процесса и перемещение ($x_{\max}$) по данной оси при переходе из одного термического равновесия в другое оценивали при разных режимах. Силу сопротивления конструкции определяли при каждом заданном режиме эксплуатации, и она была разной на разных режимах. Зная силу сопротивления в момент термического равновесия и перемещение точки O, определяли "термическую жесткость" конструкции по трем осям (X, Y, Z) как угол наклона $k_i = F/x_{\max}$. Получили следующие значения коэффициента k_i, Н/мкм, характеризующие термическую жесткость конструкции по соответствующей оси координат: по оси X — 3; по оси Y — 0,05; по оси Z — 0,32.

Таким образом, в ходе исследований установлено, что конструкция станка имеет свойство сопротивления термическим возмущениям, аналогичное механической жесткости станка. Исследования показали, что количественно "термическая жесткость" конструкции различна по разным направлениям рабочего пространства станка и зависит от его компоновочного решения. В данном случае количественное значение свойства сопротивления конструкции термическим воздействиям определяют металл конструкции и компоновка НСС. Использование подхода, основанного на анализе движения конструкции под действием термических сил, позволяет, в отличие от прямого измерения действия теплоты, измерять этот параметр на станках одной и той же модели и сравнивать их в количественном отношении, что дает возможность разработки шкалы данного свойства.

Выводы

1. Определены условия, обеспечивающие получение однозначной количественной оценки свойства НСС в виде силы сопротивления конструкции термическим воздействиям.

2. Наличие единицы измерения такого свойства станка, как сопротивление термическим воздействиям, позволяет стандартизировать этот параметр.

3. Показатель "термическая жесткость" позволяет оценить достигнутый уровень качества конструкции при термических воздействиях.

4. Разные значения "термической жесткости" по степеням свободы термического движения конст-

УДК 67.02:674.817

А. Н. ЕКИМЕНКО, канд. техн. наук (НПУП "Институт инновационных исследований", г. Гомель, Беларусь), e-mail: a.ekimenko@beloil.by

Перспективные технологии изготовления коррозионно-устойчивых забивных свай

Рассматриваются оптимизация конструкции забивных композиционных свай, которые по эксплуатационным свойствам сравнимы со стеклопластиковыми сваями, но дешевле, а также возможность использования плунжерной экструзии для их производства. Сравниваются сваи на чисто полимерной и композиционной матрице.

Ключевые слова: забивные сваи, армированный композит, жесткость конструкции, несущая способность, армирование непрерывными элементами, плунжерная экструзия.

The structure optimization of composite driving piles, which can be compared by mechanical properties with fiberglass piles, but having lower cost, and also the possibility of ram extrusion application for their production are considered. The piles on polymer and composite matrices are compared.

Keywords: driving piles, reinforced composite, structure stiffness, load-carrying ability, reinforcement by continuous elements, ram extrusion.

Одним из перспективных рынков армированных композиционных материалов является производство забивных свай с повышенными требованиями к био- и коррозионной стойкости (сваи причалов, доков). Можно выделить производство свай для вновь возводимых/реконструируемых сооружений и для замены/ремонта вышедших из строя свай из традиционных материалов (железобетон, сталь, дерево), основным недостатком которых является подверженность биоразрушению и коррозии.

Отметим, что проблема биозащиты деревянных свай (от морского бурильщика, шашеля), казалось бы, успешно решенная в 60-х годах XX века применением пропитки креозолом, к началу XXI века снова стала актуальной, так как в результате ужесточения норм к экологичности используемых покрытий во многих странах креозол был запрещен. Как следствие, деревянные сваи стали постепенно вытесняться железобетонными и стальными, которые имеют один общий недостаток — низкую коррозионную стойкость в воде (особенно соленой), что неизбежно приводит к полной разборке всего сооружения и необходимости возведения нового.

Анализ существующих конструкций композиционных свай

С конца 80-х годов XX века производители свай активизировали финансирование исследований по разработке композиционных свай. Можно выделить исследования в производстве:

1) стеклопластиковых труб (полых или с цементной заливкой), изготовляемых намоткой стеклоровинга, пропитанного связующим, на оправку (рис. 1, *а*);

2) сплошных труб с заливкой в виде вспененного вторичного пластика (отходы полиэтилена, пропилена) с армированием по контуру в виде стальной арматуры или стеклопластиковых стержней;

3) сплошных труб из армированного рубленым стекловолокном вторичного пластика.

Отметим, что на территории стран бывшего СССР единственной альтернативой пока остается производство стеклопластиковых свай в виде труб. В США, кроме этого, налажено серийное производство следующих типов композиционных свай (рис. 1, *б*—*е*).

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 56)

рукции позволяют оценить ее совершенство с учетом определяющего направления в формировании точности станка в количественном выражении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кузнецов А. П.** Тепловое поведение и точность металлорежущих станков. М.: Янус-К, 2011. 256 с.

2. **Jungnickel G.** Warmeubertragung durch freie Konvektion an Maschinenbauteilen // Maschintnbautechnik. 1979. V. 28. N. 72. P. 568—573.

3. **Гиббс Дж. В.** Термодинамические работы: Пер. с анг. М.: Мир, 1950. 362 с.

4. **Типовые** методики и программы испытаний металлорежущих станков. Методические рекомендации. М.: ЭНИМС, 1984. 172 с.

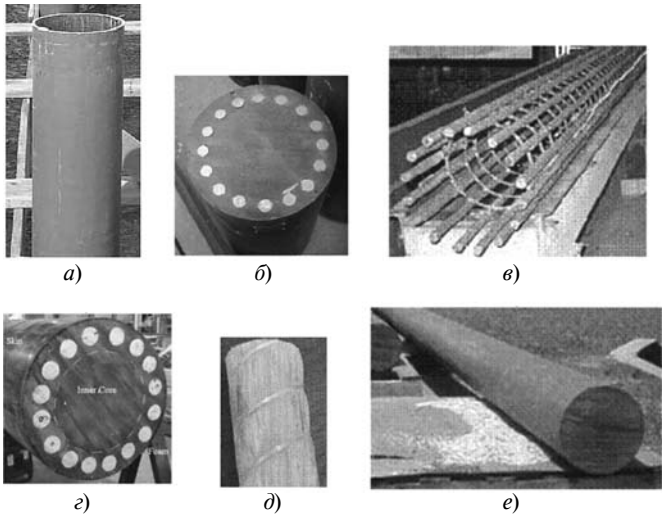
5. **Точность** механической обработки и пути ее повышения / Под ред. А. П. Соколовского. М.-Л.: Машгиз, 1951. 487 с.

6. **Vyroubal J.** Compensation of machine tool thermal deformation in spindle axis direction based on decomposition method // Precision Engineering. 2012. N. 36. P. 121—127.

7. **Поляков А. Н., Дьяконов П. И.** Исследование теплового состояния станков с помощью нейронных сетей // СТИН. 2006. № 10. С. 10—13.

8. **Ландау Л. Д., Лифщиц Е. М.** Механика. В 9 т. Т. 1. М.: Наука, 1988. 215 с.

9. **ISO 230-3:2007.** Свод правил по испытанию станков. Часть 3. Определение теплового воздействия. 2007. 44 с. Международный стандарт ISO 230-3 вторая редакция. М.: Стандарты, 2010. 68 с.



а) *б*) *в*) *г*) *д*) *е*)

Рис. 1. Композиционные сваи для причалов [1, 2]:

а — стеклопластиковая свая [1]; *б* — сечение сваи PPI (стальная арматура в полиэтиленовой матрице); *в* — каркас сваи PPI; *г* — сечение сваи SEAPILE (стеклопластиковая арматура во вспененной полипропиленовой матрице); *д* — армирующий пучок из стеклоровинга для сваи SEAPILE; *е* — свая Trimax (вторичный термопласт, армированный рубленым стекловолокном)

1. PPI (Plastic Piling, Inc.) — 16 расположенных по окружности стальных стержней (∅2,54 см), соединенных сваркой в жесткий каркас поперечными ободами, заливаются матрицей из вторичного полиэтилена HDPE и LDPE в соотношении 3:7 с добавкой 4 мас. % УФ-ингибитора (углеродное волокно) и 0,5 мас. % ингибитора порообразования (Celogen AZ130). Метод изготовления: стальной каркас помещают в металлическую форму (трубу) и инжекционным прессованием при давлении 1,3÷3,45 кПа заполняют поступающим из экструдера расплавом полимера — предварительно измельченных отходов полиэтилена, смешанных в экструдере с целевыми добавками при температуре 308 °С.

2. SEAPILE (Seaward International Inc.) — 16 расположенных по окружности стеклопластиковых стержней (∅4,4 см), залитых матрицей из вспененного вторичного полипропилена. Внешняя оболочка сваи — из полиэтилена. Метод изготовления — экструзия измельченных отходов полипропилена с добавкой пенообразователя и черной краски (УФ-ингибитор) вокруг стеклопластиковой арматуры при температуре 217,5 °С.

3. Trimax (U. S. Plastic Lumber) — сплошная композиционная свая, экструдируемая из вторичного полиэтилена, армированного рубленым стекловолокном и наполнителем из древесной муки.

4. Lancaster Composite (Lancaster Composite, Inc.) — сплошная композиционная свая из стеклопластиковой оболочки, выполненной намоткой стеклоровинга на оправку, заполняется гипсоглиноземистым (расширяющимся) цементом после доставки на площадку монтажа.

Достоинство стеклопластиковых свай — удачное сочетание показателя "несущая способность — стойкость к коррозии", недостаток — высокая стоимость. В связи с этим имеет смысл, определив основные недостатки, выявленные у других типов производимых композиционных свай, сформулировать концепцию производства конкурентной альтернативы стеклопластиковым сваям.

Для любого композита и изделия из него справедливо правило, что предельная допустимая нагрузка на образец равна наименьшей нагрузке, при которой происходит его деформация (искривление/изгиб сваи) или дезинтеграция композита (отделение/отслоение арматуры от матрицы).

Рассмотрим силы, действующие на забивную сваю в процессе эксплуатации, а также принцип определения ее упругих параметров и возможных дефектов.

В сжимаемых грунтах (пески, суглинки и т. п.) после забивки сваи в течение всего срока ее эксплуатации происходит процесс очень медленного оседания грунта под ее нижним концом. Деформация грунта, обволакивающего боковую поверхность сваи, вызывает его трение о стенку сваи. Таким образом, несущая способность сваи определяется трением ее боковой поверхности о грунт и упругими характеристиками грунта под ее нижним концом. При этом согласно работе [1] напряжение сдвига обволакивающего сваю грунта в 5 раз и более выше напряжения сжатия грунта под нижним концом сваи, т. е. фактически свая, сжимаемая породой, несет нагрузку в основном по боковой поверхности.

Параметры упругости сваи (продольная жесткость на сжатие, динамический модуль упругости материала, жесткость боковой поверхности вертикальному сдвигу) можно определить, анализируя спектр сигнала продольной волны, отраженной от нижнего конца сваи. Такая упругая волна собственных колебаний сваи возникает и распространяется вдоль ее продольной оси при импульсном воздействии (ударе) по ее верхнему торцу (оголовку).

Для этого на оголовке исследуемого образца устанавливается пьезокерамический датчик ускорения (акселерометр), регистрирующий вертикальные колебания в диапазоне 0÷2000 Гц. После механического удара по оголовку рядом с акселерометром данные от последнего поступают на цифровую сейсмометрическую станцию, где определяются спектры продольных колебаний сваи и выделяются значимые частоты (не менее трех) ее собственных продольных колебаний. По величинам частот собственных колебаний сваи, решая систему уравнений, представляющих математическую модель сваи, можно определить как упругие параметры самой сваи, так и жесткость грунта под нижним концом сваи.

Несущая способность сваи определяется статическим и динамическим способом с последующим сравнением результатов. При статическом способе к забитой на заданную глубину свае с помощью домкрата прикладывается нагрузка со ступенчатым ее повышением. Между ступенями нагружения выдерживается временной интервал, необходимый для стабилизации осадки. Ступени составляют ряд 1/10÷1/15 расчетной величины предельной нагрузки. По результатам строится график зависимости осадки от нагрузки. Искомая предельная нагрузка определяется как величина, вызывающая осадку, равную 20 % от допустимой нагрузки для проектируемого сооружения. Полученная нагрузка делится на коэффициент надежности (не менее 1,2). При динамическом способе определяется отказ (величина погружения от одного удара) при забивании сваи на проектную глубину.

В таблице приведены характеристики несущей способности свай PPI, SEAPILE, Lancaster Composite.

В целом, оценку эффективности любой предлагаемой конструкции и материала можно проводить на основании следующих параметров:

при монтаже — сопротивление деформации оголовка при забивании, эффективность передаваемой энергии удара гидромолота сваебойной машины от оголовка к острию сваи;

в процессе эксплуатации — несущая способность, упругие характеристики (продольная жесткость на сжатие — растяжение, динамический модуль упругости материала сваи, жесткость боковой поверхности вертикальному сдвигу), сопротивление биоклиматическому старению (коррозии, воздействию микроорганизмов, жуков, ракушек и т. п.), сопротивление ползучести.

Как отмечалось, при выборе оптимальной конструкции и композиционного материала сваи — альтернативы стеклопластику, полезно учесть имеющийся опыт по тестовым исследованиям серийно выпускаемых композиционных свай PPI, SEAPILE, Trimax. Анализ имеющихся данных [2—4] показал следующее.

Зависимость "нагрузка — растяжение" (рис. 2) для сваи, имеющей каркас из соединенной между

Характеристики несущей способности свай PPI, SEAPILE, Lancaster Composite

Параметр	PPI	SEAPILE	Lancaster Composite
Несущая способность под пятой, т	1,9	0,9	10,8
Общая несущая способность по боковой поверхности, т	113,1	89,1	117,7
Общая несущая способность, т	115	90	128,5
Доля силы трения стенки о грунт в общей несущей способности, %	98,4	99	91,6

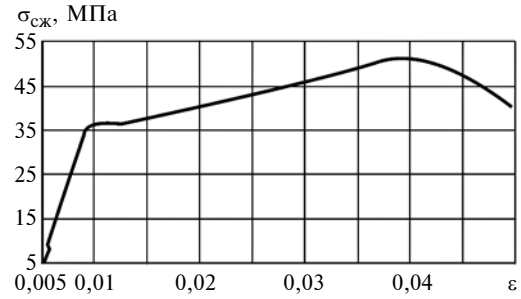


Рис. 2. Зависимость напряжения $\sigma_{сж}$ сжатия от деформации ε сваи PPI [2]

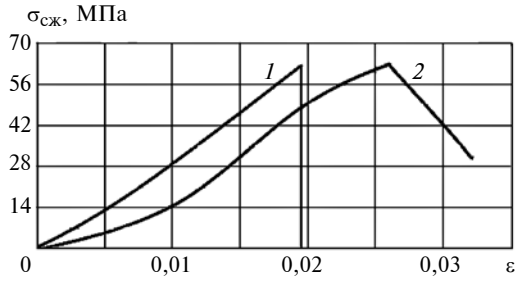


Рис. 3. Зависимости напряжения $\sigma_{сж}$ сжатия от деформации ε сваи SEAPILE [2]:

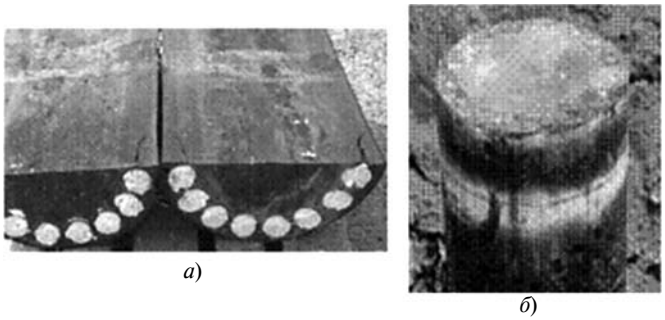
1 — свая SEAPILE; *2* — армирующий стеклопластиковый стержень

собой поперечными обручами стальной арматуры, в точности соответствует такой же зависимости для стали. В силу значительного различия прочностей стали и полиэтилена определяющими несущую способность сваи PPI являются характеристики используемого стального каркаса, а заполняющий полимер выполняет вторичную функцию — изоляцию арматуры от коррозионного воздействия воды. Учитывая стоимость стальной арматуры, а также трудоемкость изготовления сварного каркаса такую конструкцию сваи вряд ли можно считать удачной.

Для более доступной по цене сваи SEAPILE со стеклопластиковыми армирующими стержнями эта зависимость круче аналогичной зависимости, полученной для самих армирующих стержней (рис. 3), что свидетельствует о наличии синергетического эффекта в связке "арматура — матрица" и это при том, что сам по себе заполняющий полимер (полипропилен) имеет достаточно низкую несущую способность.

Важными параметрами сваи являются сопротивление оголовка деформации/разрушению, а также скорость ее погружения в грунт при забивании (отказ сваи).

При забивании оголовки свай подвергаются значительной ударной нагрузке. Энергия гидравлического молота достигала 28,5 кДж при высоте подъема ударной части 30,5÷91,4 см. Для уменьшения повреждающего действия забивного инструмента на оголовок сваи использовали деревянные



а) *б*)

Рис. 4. Деформация композиционных свай при забивании [2]:
а — растрескивание оголовка сваи SEAPILE; *б* — деформация оголовка сваи PPI

прокладки [толщиной 24,8 см для свай с полимерной матрицей и 15,2 см для свай из стеклопластика (Lancaster Composite)].

Сваи из композитов [стеклопластиковые (Lancaster) или из армированного рубленым стекловолокном полиэтилена (Trimax)] без заметной деформации оголовка выдерживали процесс забивки, а сваи с чисто полимерной матрицей (даже с учетом амортизирующего действия деревянной прокладки) — нет. Так, при забивании сваи SEAPILE наблюдалось незначительное растрескивание оголовка (рис. 4, *а*), а сваи PPI — его заметное оплавление (рис. 4, *б*) (что требовало последующей обрезки деформированной части).

Для оценки эффективности забивания с помощью датчиков, установленных на расстоянии 91,4 и 150 см от оголовка сваи, измеряли энергию удара, передаваемую от гидромолота. По этому параметру исследуемые конструкции (в порядке снижения свойств) можно дать в следующем порядке: SEAPILE (17,6 и 13,6 кДж, скорость забивания 62÷118 ударов/м); Lancaster Composite (17,6 и 12,2 кДж, 154÷305 уд./м); PPI (10,8 и 8,1 кДж, 1000÷1400 уд./м). Значительное снижение передаваемой вдоль оси сваи PPI энергии удара гидромолота можно объяснить потерями на оплавление оголовка сваи.

Сваи Trimax благодаря армированию рубленым стекловолокном ожидаемо имели более высокий модуль сдвига в осевом направлении при статической нагрузке (137 МПа), чем стенки свай PPI (78 МПа) и SEAPILE (109 МПа), выполненные из неармированного полимера.

В то же время динамический модуль упругости свай Trimax зависит от скорости деформации, а свай SEAPILE — нет, ввиду отсутствия такой зависимости у армирующих стеклопластиковых стержней (хотя для самого вторичного пластика этих свай такая зависимость есть: 193 МПа при деформации 0,025 см/мин и 300 МПа — при 0,1 см/мин). Что доказывает эффективность использования такого способа армирования в части обеспечения требуемой жесткости в осевом направлении.

В целом для свай SEAPILE характерен тот же недостаток, что и для свай PPI — из-за существенных (более чем в 20 раз) различий прочности и жесткости полимера матрицы и армирующих стержней в конструкции не удается полностью реализовать возможный потенциал используемых материалов и компонентов. В частности, происходит разрушение или деформация по пластику (оплавление оголовка свай PPI при забивании или частичное отслоение пластика от армирующих стержней свай SEAPILE при высоких изгибных нагрузках).

Таким образом, можно сформулировать следующую концепцию оптимальной конструкции композиционной сваи. В качестве материала использовать полимер, армированный рубленым высокопрочным волокном (для снижения стоимости предпочтительнее использовать отходы производства синтетических волокон), что обеспечит высокие ударную вязкость и жесткость материала стенки сваи вертикальному сдвигу. Для повышения несущей способности сваи в осевом направлении использовать дополнительное армирование непрерывными армирующими элементами (натянутая стальная проволока или стеклоровинг).

Возможности плунжерной экструзии для производства композиционных свай

Метод плунжерной экструзии (ПлЭ) изобрел немецкий инженер Отто Крейбаум, получивший в 1949 г. патент на технологию производства древесностружечных плит. Метод исключал необходимость выполнения сложных операций формирования стружечного ковра. Экструзионные плиты изготовлялись с точностью до 0,1 мм и не требовали калибровки.

В начале 80-х годов XX века в Германии был предложен усовершенствованный метод плунжерной экструзии, позволяющий получать полые изделия с геометрией пустот, определяемых формой и размерами неподвижных формующих пальцев (дорнов) пресса.

Под возвратно-поступательно движущийся плунжер (поршень) гидравлического пресса подается подготовленная пресс-композиция. Материал уплотняется и с каждым ходом поршня постепенно продвигается по формующему каналу, установленному между неподвижными плитами пресса. При этом оставшаяся от предыдущей загрузки подогретая пластмасса "сваривается" с вновь поступившей порцией, что обеспечивает непрерывность процесса. Наличие сквозных внутренних полостей позволяло значительно снизить массу готовых изделий (экономия материалов и снижение стоимости) при сохранении их жесткости и прочности.

В конце 80-х годов Н. А. Екименко предложил революционную идею — оригинальный метод прессования (ПлЭ) профильных изделий (труб, досок), сравнимых по прочности с изделиями из традици-

онных материалов, но отличающихся существенно большей коррозионной стойкостью и формоустойчивостью при изменениях температуры и влажности. В качестве исходных компонентов пресс-композиций предполагалось использовать опилочные смеси, пропитанные бакелитовыми лаками. Идея заключалась в том, что метод ПлЭ обеспечивает настолько высокое уплотнение наполнителя, что водостойкость и прочность готового изделия на порядок превосходят аналогичные свойства известных плитных материалов на основе натуральных волокон. Эксперименты были начаты в ИММС АН БССР и продолжены после почти 17-летнего перерыва в Институте инновационных исследований.

На рис. 5 приведена схема разработанного процесса ПлЭ. Устройство содержит раму, на которой монтируется гидравлический вертикальный пресс с подвижной траверсой. На верхней части пресса устанавливается гидроцилиндр с поршнем, соединенный с подвижной траверсой, несущей прессующий пуансон *1*. В верхней и средней зонах канала *4* установлены нагреватели *3*. Через пуансон и канал проходит дорн *6*, формирующий внутренний профиль изделия. Для подачи материала в канал на прессе установлены бункер, вибропитатель *2* и питающая тарелка. Вибропитатель подает материал из бункера в питающую тарелку, а из нее вращающиеся скребки подают его в матрицу под пуансон, который возвратно-поступательными движениями поршня постепенно проталкивает порции прессуемого материала по каналу.

По мере движения материала по каналу изменяются его структура, агрегатное состояние и свойства. В верхней части канала происходит твердофазное уплотнение пресс-материала; в средней — расплавление связующего; в нижней — отверждение и термостабилизация готового изделия.

Практически предложенную схему реализовать оказалось чрезвычайно сложно: при попытке прессования изделия длиной более 1,5 м оснастка разрывалась, не выдерживая внутреннего давления из-за высокого трения прессуемого и продвигаемого по каналу материала. Испытания с разными внешними смазками дали отрицательный результат: масляные смазки, проникая в стенки прессуемого изделия частично, существенно ухудшали адгезию компонентов друг к другу, а твердые смазки (сульфид молибдена или вольфрама) не обеспечивали достаточного снижения трения между стенками канала и формуемым изделием и не решали проблему.

Поэтому для эффективного снижения коэффициента трения поверхности формуемого изделия о стенки канала было предложено использовать твердую смазку в виде порошков солей ВЖК (металлических мыл — стеарата цинка, алюминия, кадмий-бариевого стеарата и др.), которые в незначительных количествах вводили непосредственно в состав пресс-композиций [5]. Идея заключается в

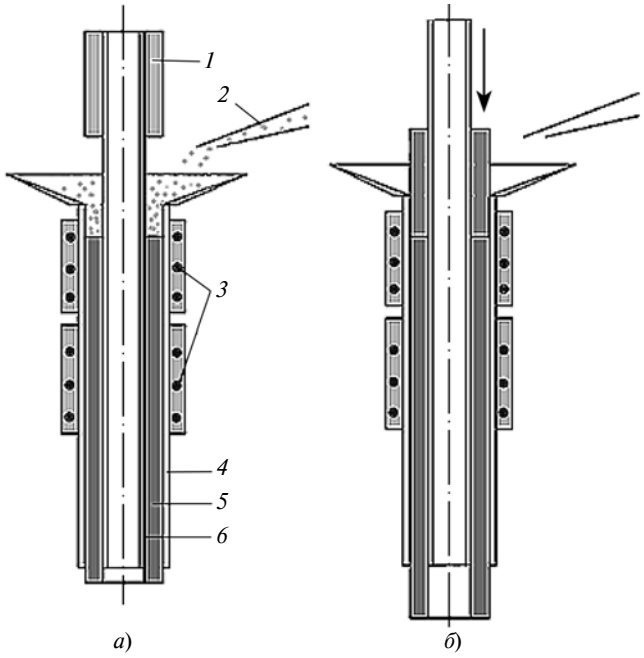


Рис. 5. Схема изготовления труб плунжерной экструзией:

а — загрузка пресс-материала; *б* — прессование; *1* — пуансон; *2* — вибропитатель; *3* — нагреватели; *4* — канал; *5* — формуемая труба; *6* — дорн (оправка)

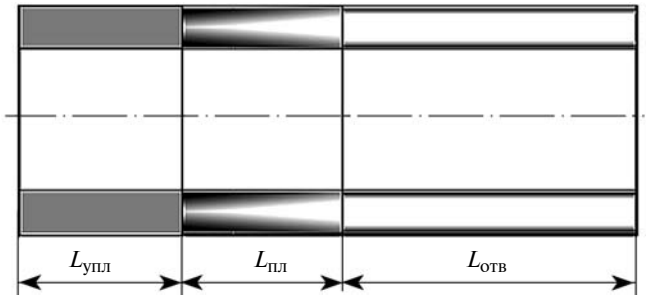


Рис. 6. Распределение стеарата кальция в объеме изделия по зонам канала:

$L_{упл}$, $L_{пл}$, $L_{отв}$ — длины зон уплотнения, плавления и отверждения в канале

том, что в ходе прессования при достижении очередной порцией прессовки зоны канала с температурой, при которой начинается расплавление твердой смазки, находящийся в композиции, ее порошок превращается в жидкость и при высоком давлении вытекает на поверхности контакта изделия и стенки канала (рис. 6). В результате существенно (в 3—5 раз в зависимости от состава пресс-композиции) снижается коэффициент трения изделия о стенки канала, а это позволит: 1) снизить давление прессования до оптимального для выбранного пресс-материала и геометрических параметров канала (длина, периметр); 2) максимально повысить скорость формования (до 55÷70 мм/мин). При использовании небольшого количества смазки к началу отверждения канала в материале останется незначительное ее количество, что не повлияет на прочность изделия.

Кроме высокой точности формуемых изделий, метод ПлЭ не ограничен ни видом используемого связующего (можно с одинаковой эффективностью перерабатывать как термопластичные, так и термореактивные пресс-композиции), ни размером и материалом армирующих волокон. При ПлЭ армирующие волокна не ломаются, также можно использовать более абразивные волокна (стеклянные, базальтовые).

В Институте инновационных исследований под руководством автора разработан новый метод ПлЭ для изготовления высокопрочных длинномерных конструкционных изделий любого профиля (балки разного профиля, трубы, доски и т. п.). Используют пресс-композиции на основе отходов производства синтетических волокон (измельченной путанки мета-арамидных, стеклянных, полиэтилентерефталатных, графитизированных волокон на основе вискозной технической нити), а также наполнители из измельченных отходов растительных волокон.

Отметим, что к началу 1990-х годов в результате массового внедрения оборудования шнековой экструзии активные исследования ПлЭ были практически свернуты во всем мире. Единственными поддерживаемыми направлениями ПлЭ, составившими достойную конкуренцию шнековой экструзии, стали разработка оборудования для производства топливных брикетов из соломы или измельченной древесины (данное направление сейчас активно развивается в Германии, Чехии и Австрии), а также ПлЭ фторопластовых стержней и труб (поскольку переработка высоковязкого фторопласта на шнековых экструдерах нецелесообразна).

В связи с этим закономерно возникает вопрос об оправданности прекращения исследований ПлЭ более чем на 20 лет. Сейчас есть возможности и предпосылки для активного внедрения метода в производство длинномерных изделий повышенной прочности и коррозионной стойкости. В частности, гибкость метода в отношении используемых связующих, наполнителей и армирующих волокон позволяет производить широкий ряд свай для различного применения с учетом особенностей грунта конкретной местности.

Как уже отмечалось, важной особенностью метода ПлЭ является то, что при движении формуемого изделия по каналу в результате трения материала о стенки канала поверхность изделия становится очень гладкой. Это обеспечивает для свай причалов (в зависимости от используемой пресс-композиции) коэффициент трения о грунт 0,1—0,16 (для сравнения коэффициент трения полиэтиленовых свай PPI и SEAPILE составляет 0,2—0,22). Следовательно, существенно упрощается их забивание и уменьшается риск повреждения оголовка от ударов.

Рис. 7. Образцы труб и досок, изготовленных методом плунжерной экструзии

В качестве пресс-композиций для производства свай можно использовать как вторичный пластик, армированный измельченными отходами высокопрочных волокон, так и термореактивные композиции с дополнительным включением наполнителя (до 35÷55 мас. %), например измельченных отходов льна (очес, пакля), обладающего высокой долговечностью во влажных условиях.

Сочетание низких требований к предварительной подготовке сырья (достаточно только сушки и измельчения), высокой прочности и точности формуемых изделий с низкой стоимостью производства обеспечивает хорошую конкурентность метода ПлЭ. На рис. 7 представлены образцы труб и досок, изготовленные методом ПлЭ.

Таким образом, для забивных свай кроме высокой несущей способности и жесткости большое значение имеет стойкость к коррозии и биоразрушению. Поэтому востребованы композиционные материалы и сваи из них, по эксплуатационным характеристикам сравнимые со стеклопластиковыми, но существенно более дешевые. В связи с этим представляется целесообразным использовать для производства таких свай метод плунжерной экструзии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2364852 Рос. Федерация:** МПК G01N 3/10. Способ определения упругих характеристик сваи и вмещающего грунта.

2. **Behavior** of Fiber-Reinforced Polymer Composite Piles Under Vertical Loads / U. S. Department of Transportation, Federal Highway Administration. Pub. No FHWA-HRT-04-107. Washington, DC. August 2006.

3. **Design** and Construction of Driven Pile Foundations / U. S. Department of Transportation, Federal Highway Administration. Pub. No FHWA-HI-97-013. Washington, DC. November 1998.

4. **Engineers** and Manufacturers of Composite Piles / Lancaster Composite, Inc. 2003. http://www.lancastercomposite.com.

5. **Пат. 18407 Республика Беларусь:** МПК 2006.01 B 27N 5/02, C 08L 97/02. Способ изготовления труб из термореактивной пресс-массы.

УДК 622.012

Р. К. ГАСАНЛИ, канд. техн. наук (Азербайджанский ТУ, г. Баку), З. Ю. АСЛАНОВ, канд. техн. наук (Азербайджанский ГЭУ, г. Баку), e-mail: hasanli_dr@mail.ru

Оптимизация режимов обработки шлицевых валов для повышения работоспособности редукторов

Рассмотрены результаты экспертно-аналитического исследования влияния режимов вибрационной обработки на изменение микротвердости поверхностных слоев шлицевых валов. Установлены функциональные связи между режимами обработки шлицевых валов и параметрами качества поверхности. Определены оптимальные режимы виброобработки.

Ключевые слова: редуктор, вал, технологические параметры, работоспособность, вибрационная обработка, износостойкость, микротвердость, шероховатость, вязкость.

The results of experimental and analytical research of influence of vibrational treatment modes on microhardness changing of spline shafts surface layers are considered. The functional relations between processing modes of spline shafts and surface quality parameters are determined. The optimal modes of vibrational treatment are defined.

Keywords: reducer, shaft, technological parameters, working capacity, vibrational treatment, wear resistance, microhardness, roughness, viscosity.

Вибрационное упрочнение — сложный технологический процесс, который зависит от множества факторов и параметров [1—3]. Например, для повышения сопротивления шлицевых валов изнашиванию необходимо подобрать режим вибрационной обработки, обеспечивающий оптимальные физико-механические свойства поверхностного слоя, а именно, наибольшую износостойкость. Для определения оптимальных режимов вибрационной обработки провели экспериментальные исследования с использованием метода математического планирования эксперимента [1] с целью создания математической модели процесса. В качестве соответствующей модели взяли "черный ящик", используемый в кибернетике в сложных случаях, например, при недостаточной информации.

Объект исследования представлен в виде простого прямоугольника (рис. 1): стрелки к объекту — факторы, влияющие на объект ($X_1 - X_n$); стрелки от объекта — параметры оптимизации ($Y_1 - Y_n$). Факторы вариации меняются в числовом отношении, оставаясь независимыми и управляемыми. Для характеристики качества поверхностного слоя выбрали следующие параметры оптимизации: Ra — средний расчетный уклон профиля, характеризующий шероховатость поверхности; L — глубина изменения микротвердости. В качестве основных параметров, влияющих на B и B', выбрали варьируемые факторы: T — время обработки; D — диаметр шарика; α — угол наклона детали; A — амплитуда колебаний; H — высота детали от днища бункера.

Варьируемые факторы изменяются количественно, они независимы и управляемы. Значения параметров оптимизации существуют и непрерывны в выбранном диапазоне, а при графической интерпретации не имеют экстремумов и точек перегиба, функциональная связь между параметрами оптимизации и варьируемыми факторами может быть описана уравнением [2]

$$M = KT^m D^n \alpha^p A^e H^r, \qquad (1)$$

где m, n, p, e, r — показатели степени соответственно факторов T, D, α, A, H.

Для логарифмирования обеих частей уравнения используем более удобный для его последующей математической обработки вариант:

$$\eta = \beta_0 + \beta_{1\times1} + \beta_{2\times2} + \beta_{3\times3} + \beta_{4\times4} + \beta_{5\times5}, \qquad (2)$$

где η — действительное изменение глубины микротвердости или среднего арифметического отклонения профиля Ra, в логарифмическом масштабе; X_1, X_2, ..., X_5 — логарифмы T, D, α, A, H соответственно; β_0, β_1, β_2, ..., β_5 — параметры.

Приведенное уравнение первого порядка можно также записать в виде:

$$y = b_0 + b_{1\times1} + b_{2\times2} + ... + b_{5\times5} + \Delta, \qquad (3)$$

где y — значение глубины микротвердости или B по наблюдениям в логарифмическом виде; b_0, b_1, b_2, ..., b_5 — значения параметров β_0, β_1, β_2, ..., β_5; Δ — ошибка эксперимента.

Уравнение является полиномом первой степени. Коэффициенты этого линейного уравнения можно оценить по методу наименьших квадратов [3]. В ходе планирования экспериментов соблюдались ортогональность испытаний и ротатабельность, т. е. была создана оптимальная методическая таблица испытаний. Ортогональность подразумевает такое

Рис. 1. Схема "черного ящика"

планирование, при котором матрицей коэффициентов нормальных уравнений является диагональ [4].

Ортогональность плана значительно сокращает объем расчетов. При этом коэффициенты регрессии не коррелируют между собой, что позволяет исключать малозначимые члены регрессионных уравнений.

Если информация, содержащаяся в регрессионном уравнении, распределяется равномерно (регулярно) через определенные интервалы, то планирование называют ротатабельным. При соблюдении данного условия все регрессионные уравнения обладают единой информацией, т. е. имеют одинаковую погрешность при одновременном воздействии факторов.

Другое преимущество многофакторного эксперимента состоит в одновременном варьировании всех переменных. Поэтому каждый коэффициент регрессии оценивается согласно результатам всех экспериментов N. Оценка коэффициентов регрессии показала уменьшение дисперсии в N раз по сравнению с дисперсией погрешностей испытаний.

Процесс вибрационной обработки изучали согласно плану многофакторного анализа, который применяли для оценки эффектов линейного и взаимного влияния большого числа факторов, варьирующихся на двух уровнях. Был реализован экспериментальный план типа 2^{5-1} [5]. Для получения полной информации провели 16 испытаний, каждое из которых повторяли по 3 раза. Интервалы вариации факторов устанавливали на основании первичных испытаний, технологических возможностей вибрационной установки и процесса вибрационной обработки (таблица).

Для удобства провели кодификацию данных уровней, используя приведенные далее обратные уравнения. При кодификации нижний уровень соответствовал −1, верхний +1. План многофакторных экспериментов представлен определенными комбинациями уровней варьирующихся факторов при условии соблюдения ортогональности и ротатабельности. В ходе экспериментов внешние воздействия были стабильными для всех серийных испытаний. Математическую обработку результатов провели на основании теории случайных погрешностей, позволяющей оценить погрешности серии измерений.

Для оценки статической значимости полученных коэффициентов регрессии провели проверку однородности дисперсий по Кохрену, в результате которой была установлена дисперсия повторяемости. Уровень значимости коэффициентов регрессии был установлен согласно критерию Стьюдента. Для проверки возможностей аппроксимации исследуемой функции полученного линейного уравнения прежде всего установили дисперсию адекватности, а затем провели проверку на адекватность по Фишеру.

Для определения микротвердости получили следующее уравнение регрессии:

$$y = 1{,}63619 - 0{,}04636X_1 - 0{,}26531X_2 - \\ - 0{,}2858X_3 - 0{,}01538X_4 - 0{,}00732X_5. \qquad (4)$$

Статистическая оценка линейной модели показала, что все полученные коэффициенты регрессии значимы, а сама модель адекватна, т. е. процесс упрочнения управляем.

Исходя из уравнений (1)—(3) можно получить обобщенную формулу глубины изменения микротвердости:

$$L = 0{,}40T^{0,7}D^{1,28}\alpha^{0,05}A^{2,04}/H^{0,19}. \qquad (5)$$

Исследуем влияние каждого параметра на изменение глубины микротвердости. Известно, что при вибрационной обработке пластическая деформация поверхностного слоя детали происходит в результате ударов частиц рабочей среды (шариков). В этот момент, согласно теории удара, масса частиц оказывает значительное влияние на процесс деформации.

При вибрационной обработке закрепленной детали удары рабочей среды можно представить как удары массы с бесконечно большим радиусом по бесконечно большому шарику, т. е. как удар шарика о неподвижную преграду. Кинетическая энергия удара, затрачиваемая на пластическую деформацию поверхностного слоя, определяется уравнением [6]

$$T_k = \frac{m\upsilon^2}{2}(1 - K^2), \qquad (6)$$

где m — масса шарика; υ — скорость шарика; K — коэффициент восстановления.

При гармонических колебаниях наблюдается следующая зависимость между скоростью υ шарика, амплитудой A колебаний и угловой частотой ω [7]:

$$\upsilon = A\omega = A\pi n/30.$$

Интервал вариации факторов

Параметр (обозначение)	Уровень		Статистический код	
	нижний	верхний	нижний	верхний
Период обработки t, мин (X_1)	60	120	−1	+1
Диаметр шарика D, мм (X_2)	1,0	2,5	−1	+1
Угол наклона детали α° (X_3)	1,0	90	−1	+1
Амплитуда колебаний A, мм (X_4)	1,5	3	−1	+1
Расстояние детали от днища бункера H, мм (X_5)	20	60	−1	+1

В ходе исследований при n = const было установлено, что увеличение глубины микротвердости поверхности шлицевых валов прямо пропорционально диаметру шарика, амплитуде колебаний и времени обработки. При увеличении продолжительности обработки увеличивается число повторных деформирований элементарных участков поверхности шариком. Угол изменения наклона детали также влияет на изменение глубины микротвердости.

Наличие параметра H в знаменателе формулы (5) указывает на уменьшение силы удара шарика с увеличением расстояния детали от днища бункера. Значимость каждого параметра виброобработки в пределах выбранного интервала определяется путем оценки коэффициентов регрессии. Средние значения микротвердости образцов до и после виброобработки определяли по результатам 12 испытаний. Было установлено, что при виброобработке в результате пластической деформации на поверхностных слоях деталей наблюдаются наросты. Так, изменение глубины микротвердости слоев образцов, выполненных из улучшенной стали 40Х, составило 60÷183 мкм, степень изменения свойств — 15÷25 %.

Результаты исследования шероховатости показали, что средний расчетный наклон профиля был установлен по внешнему диаметру образцов, микротвердость которых изучали. По результатам экспериментов получили следующее уравнение регрессии

$$y = 1{,}63619 - 0{,}04636X_1 - 0{,}26531X_2 - \\ - 0{,}2858X_3 - 0{,}01538X_4 - 0{,}00732X_5.$$

Статистическая оценка позволила установить адекватность модели линейной регрессии [8].

Из всех полученных коэффициентов наиболее важным был коэффициент X_2 лимита, характеризующий влияние диаметра шариков на шероховатость поверхности. Прочие коэффициенты считаются малозначимыми в принятых пределах вариаций факторов. Ниже приведено обобщенное уравнение соответствующей зависимости [9]:

$$Ra = \frac{0{,}49\alpha^{0{,}01}}{T^{0{,}13}D^{0{,}58}A^{0{,}04}H^{0{,}01}}.$$

Наименьшее экспериментальное значение (Ra = 0,10 мкм) получили при следующих режимах обработки (испытание 15): T = 60 мин; D = 2,5 мм; α = 90°; A = 3 мм; H = 20 мм. Формирование шероховатости поверхностного слоя детали при виброобработке шариками из закаленной стали изучали с помощью профилограмм. В процессе обработки шарики динамически воздействуют на поверхность обрабатываемой детали, подвергая ее множественным ударам и деформируя выступы микронеровностей.

Известно, что сила удара увеличивается с увеличением амплитуды колебаний A и диаметра D шариков, микронеровности деформируются с большей интенсивностью, их высота уменьшается, шероховатость поверхности сглаживается. Кроме того, в результате увеличения времени T обработки уменьшается шероховатость. Металл с деформированных выступов заполняет впадины между микронеровностями, и в этих местах появляются гладкие участки, которые можно определить по наличию глубоких линий на их поверхности после полирования. Подобное протекание процесса характерно для пластической деформации поверхности деталей в результате воздействия шариков или роликов (деформация прокатки). Было установлено, что в процессе виброобработки происходит не только деформирование выступов микронеровностей, но и отделение частиц от обрабатываемых поверхностей. Во время обработки образцов из улучшенной стали 40Х толщина шлица уменьшается на 1÷3 мкм.

Виброобработка позитивно влияет и на чистоту грузонесущей поверхности (зоны поверхности, находящейся в контакте и вступающей в контакт с поверхностью другой детали). Участок грузонесущей поверхности (сумма длин участков в любом поперечном разрезе, заполненных металлом и проходящих через выступы микропрофиля) оказывает значительное влияние на поведение трущихся пар, что в итоге определяет крайне важную эксплуатационную характеристику — сопротивление изнашиванию.

Одной из целей данного исследования было установление оптимальных соотношений между объемом смазочной жидкости и объемом шариков в вибробункере, а также влияния [10] вязкости смазочной жидкости на качество поверхности.

Для экспериментов использовали образцы твердостью 260÷280 HB, с исходной шероховатостью по внешнему диаметру Ra = 0,37÷0,40 мкм (рис. 2). Все образцы обрабатывали при одном режиме: A = 3 мм, T = 60 мин, D = 2,5 мм, α = 1°, H = 20 мм. Исследования проводили с использованием масел разной вязкости.

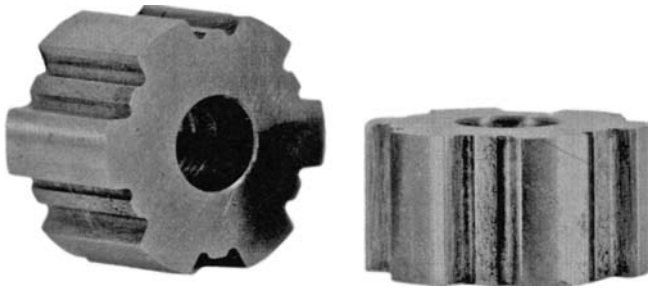


Рис. 2. Лабораторные образцы для определения шероховатости и микротвердости поверхности

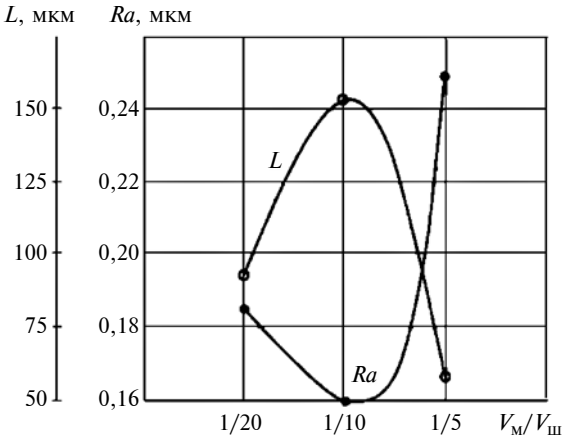


Рис. 3. Зависимости глубины *L* микротвердости и параметра *Ra* шероховатости поверхности от соотношения $V_м/V_ш$ объемов масла и шариков в вибробункере

Было установлено наличие оптимального соотношения между объемами масла и шариков (рис. 3). Так, наименьшая шероховатость и наибольшая глубина изменения микротвердости наблюдались при соотношении жидкости и шариков 1:10. При увеличении жидкости в вибробункере эффективность обработки уменьшается, так как прекращается круговое движение рабочей среды и уменьшается скорость шариков. Сила удара шарика о поверхность детали подавляется слоем масла, в итоге ухудшается качество поверхности.

В результате исследований влияния смазочной жидкости на качество поверхности было установлено оптимальное соотношение объемов масла и шариков в вибробункере. Использование масла при виброобработке увеличивает глубину микротвердости в 1,5—2 раза по сравнению с обработкой в 3 %-ном растворе соды (при изменении свойств на 25÷40 %).

Наличие слоя масла способствует возникновению гидравлического эффекта в момент удара шарика о поверхность детали. При использовании масла с низкой вязкостью шарик воздействует на поверхность обрабатываемой детали только в одной точке, и лишь небольшая доля энергии удара передается слою масла. С повышением вязкости масла увеличивается количество поглощаемой жидкостью энергии, которая передается поверхности детали с относительной равномерностью. В итоге, хотя глубина микротвердости уменьшается, но увеличивается равномерность изменения свойств (рис. 4). Видно, что при повышении вязкости масла уменьшается шероховатость поверхности. При низкой вязкости масла выступы микронеровностей подвергаются деформации только в зоне контакта с шариком. При повышении вязкости масла несжимаемая жидкость передает силу удара шарика соседним выступам, способствуя их деформации. В итоге, микронеровности сглаживаются и повышается чистота поверхности.

Изучение влияния режимов вибрационной обработки на основные характеристики долговечности показали, что существуют оптимальные режимы, позволяющие повысить износостойкость. Для проверки результатов лабораторных исследований провели натурные испытания шлицевых валов на стенде, имитирующем работу редуктора в условиях, соответствующих условиям их эксплуатации.

Шлицевые валы (IV), изготовленные по существующей заводской технологии, имеют общую длину 200 мм. Длина шлицевой поверхности составила 120 мм. Внешний диаметр шлицевой поверхности — 35 мм. Материал валов — сталь 40Х. Готовые детали обрабатывали на четырех режимах шлифованными стальными шариками. Режимы 2 и 3 выбранной модели были получены аналитически. На каждом режиме обрабатывали по три вала. Испытания носили сравнительный характер, что было необходимо для сравнения износостойкости валов, обработанных методом вибрации, с валами, изготовленными по существующей технологии. Сопротивление изнашиванию устанавливали по износу толщины шлица. Схема определения толщины шлица приведена на рис. 5.

Шлицевый вал *3* устанавливали в призму *2* на инструментальном столе *1* микроскопа УИМ-21. На микроскоп устанавливается перемычка *5*, на которой крепится индикатор *4* с ценой деления 0,001 мм. Расстояние между наконечниками индикаторов, равное номинальной толщине шлица, выставлялось по плиткам. Толщина шлица измерялась до и после испытаний в трех поясах по высоте и в шести поясах по длине шлица. Измерению подвергались три шлица, имевшие наибольшее пятно контакта со шлицевой втулкой после предварительной установки вала в редуктор. Пятно контакта определялось по краске. Таким образом, толщина шлица была замерена в 54-х точках. Кроме этого,

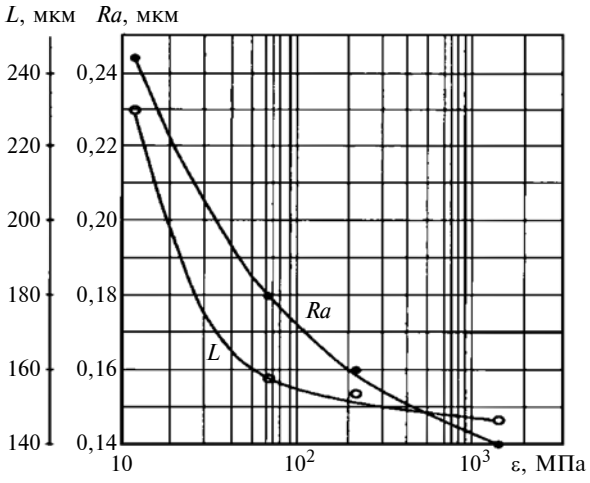


Рис. 4. Зависимости глубины *L* микротвердости и параметра *Ra* шероховатости поверхности от кинематической вязкости ε масла

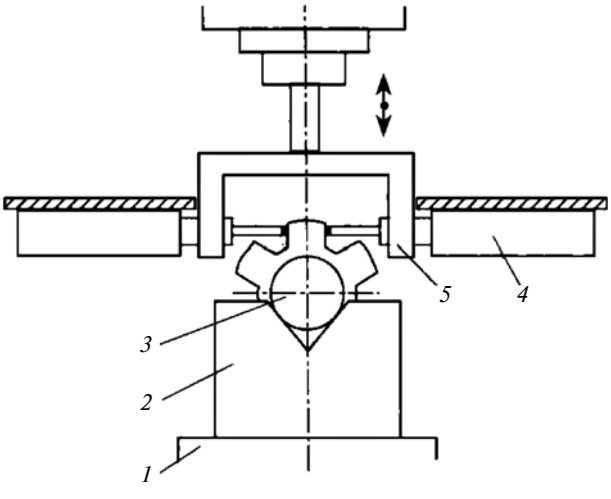


Рис. 5. Схема контроля толщины шлица:
1 — подвижный стол; *2* — призма; *3* — шлицевый вал; *4* — индикаторы; *5* — перемычка

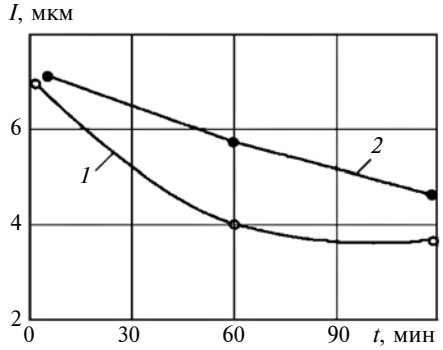


Рис. 6. Зависимости износа *I* поверхностей шлицев вала от времени *t* обработки при угле наклона детали 1° (*1*) и 90° (*2*)

прибором ИЗВ-2 был измерен внешний диаметр шлицевого вала. Были проведены замеры на шести обоймах трех шлицев, расположенных через каждые 120° по длине шлица. Износ вала был определен как среднее расчетное значение всех измерений. Каждый вал испытывали в течение 50 ч. За этот период происходит притирка трущихся пар, при которой и наблюдается наибольшее изнашивание.

Результаты исследования износа поверхностей шлицев валов приведены на рис. 6. Средний износ шлицев валов, изготовленных по существующей технологии, равен 7 мкм. Износ шлицов значительно сокращается после обработки валов по режиму 3 и составляет 4 мкм. На износостойкость шлицов оказывает также влияние угол наклона детали. При угле наклона детали 90° упрочняемая поверхность проходит зоны с различным динамическим воздействием частиц рабочей среды, вследствие чего после 60 мин обработки наклеп становится более равномерным и износ уменьшается. Износ по наружной поверхности шлицов в 3—4 раза меньше износа по толщине шлица.

Полученные результаты подтверждают результаты лабораторных исследований, которые показали, что виброобработка положительно влияет на сопротивление изнашиванию. Так, оптимальным режимом виброобработки следует считать режим 3: $T = 60$ мин, $A = 3$ мм, $\alpha = 1°$, $D = 2{,}5$ мм, $H = 20$ мм.

Таким образом, в результате проведенных экспериментальных и аналитических исследований установлены:

механизм влияния виброобработки на изменение микротвердости поверхностных слоев шлицевых валов;

функциональные связи между режимами обработки шлицевых валов и параметрами качества поверхностного слоя, а также оптимальные режимы виброобработки;

функциональная зависимость качества обработанной поверхности от соотношения объемов масла и шариков в вибробункере, а также от вязкости смазочной жидкости;

характер влияния оптимальных режимов обработки на сопротивление шлицевых валов изнашиванию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Асланов З. Ю.** Определение динамики оптимального технического уровня качества изготовления машиностроительной продукции // Материалы II международной научно-практической интернет-конференции. Львов: СПОЛОМ, 2013. С. 58—62.

2. **Гафаров А. М.** Прогрессивные методы механической обработки. В 2-х томах. Баку: Эльм, 2012, Т. I. 286 с., Т. II. 310 с.

3. **Асланов З. Ю.** Особенности стратегии и механизма управления качеством машиностроительной продукции в Азербайджане // Научное обозрение, "Российский". 2013. № 3. С. 229—234.

4. **Дроздов Ю. Н.** Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение, 1986. 212 с.

5. **Дмитриев В. А.** Детали машин. СПб.: Судостроение, 1997. 286 с.

6. **Дудорин В. И.** Построение динамических имитационных моделей производственных систем. М.: МИУ, 1994. 176 с.

7. **Асланов З. Ю.** Об уровне качества и конкурентоспособности машиностроительной продукции // XI междунар. науч. конф. "Актуальные вопросы современной техники и технологии". Липецк: 2013. С. 6—8.

8. **Асланов З. Ю.** Определение оптимального уровня качества и конкурентоспособности машиностроительной продукции. Ташкент: Государственной экономический университет. "Экономика и Учения". 2013. № 4. С. 29—32.

9. **Ершов А. А., Осипов Ю. И., Клочков В. П.** Моделирование взаимодействия системы "деталь — инструмент" для процессов упрочняющей обработки // Моделирование и исследование сложных систем. Кашира: 1996, 56 с.

10. **Ершов А. А., Осипов Ю. И., Клочков В. П.** Общая методология оценки факторов, определяющих работоспособность изделий машиностроения // Математическое моделирование и управление в сложных системах. М.: МГУПИ, 2006. 46 с.

УДК 621.914.5

Вл. В. БУШУЕВ, д-р техн. наук, В. В. БУШУЕВ, В. А. НОВИКОВ
(МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: busheck@yandex.ru

Кинематические погрешности цепи обката зубофрезерных станков нового поколения с прямыми приводами вращения инструмента и заготовки

Установлены основные причины возникновения высокочастотных составляющих кинематической погрешности цепи обката в станках нового поколения и даны рекомендации по их снижению. Показаны особенности переноса циклических ошибок цепи обката на нарезаемое колесо.

Ключевые слова: зубчатое колесо, кинематическая и циклическая погрешности, прямой привод, полоса пропускания, настройка привода, крутильная жесткость привода.

The main causes of appearance of high-frequency components of generating train kinematic error in new-generation machine tools are determined and recommendations on their elimination are given. The features of generating train cyclic errors transfer on a threading wheel are shown.

Keywords: tooth wheel, kinematic and cyclic error, direct drive, pass band, drive setup, drive torsional stiffness.

Зубофрезерные станки нового поколения с прямыми приводами вращения фрезы и заготовки обеспечивают максимальную крутильную жесткость цепи обката, существенное (в 5—7 раз) сокращение числа оригинальных деталей, широкую унификацию узлов и деталей для станков разных размеров и классов точности, широкие технологические возможности и ряд других преимуществ [1—4].

Между тем формирование кинематической погрешности при обработке на станке и особенности ее переноса на заготовку практически не рассматривались. В данной статье приводятся результаты исследования образования кинематической погрешности, экспериментально проверенные на опытном образце станка ∅200 мм (мод. 5320Ф4) нового поколения, спроектированного в МГТУ "СТАНКИН".

В традиционных станках с механической связью вращения червячной фрезы и заготовки и даже в станках с ЧПУ, содержащих делительную червячную передачу в приводе вращения стола, кинематическая погрешность цепи обката в значительной степени формируется параметрами точности делительной пары и числом зубьев червячного колеса, определяющим доминирующую частоту. Чистовое резание проводится с малыми припусками. Изменение моментов мало влияет на кинематическую погрешность обрабатываемого колеса, которая зависит в основном от кинематической точности цепи обката станка [5—9].

На рис. 1 в качестве примера показана кинематическая погрешность цепи обката станка при ее измерении на холостом ходу кинематомером "Диакин-3Р". На графике выделяются накопленная погрешность $\varphi_{к.н}$ относительного поворота (угла рассогласования) шпинделя инструмента и заготовки и несколько высокочастотных пиков погрешностей. Циклическая погрешность $\varphi_{к.ц}$ имеет частоту, равную числу зубьев нарезаемого колеса с удвоенной амплитудой погрешности $\approx 6''$. На увеличенном фрагменте A видно, что в пределах оборота фрезы дополнительно образуется около 40 пиков высокочастотной погрешности с удвоенной амплитудой $\approx 1 \div 2''$. Частота этой погрешности значительно больше (в ≈ 8 раз) частоты собственной погрешности кинематомера.

Причинами возникновения кинематических погрешностей при измерении на холостом ходу могут быть: погрешность кинематомера (накопленная погрешность $\approx 2''$, циклическая $\approx 1''$), погрешности датчиков вращения инструмента и заготовки ($\approx 2''$) и их установки, а также динамические характеристики приводов, от которых циклические погрешности зависят решающим образом.

Следует отметить, что доминирующая частота погрешности (с минимальной частотой и максимальной амплитудой), измеренная кинематомером (т. е. без резания), всегда совпадает с числом зубьев зубчатого колеса, на которое проводилась настройка.

В станках с прямыми приводами также выявлены характерные частоты при резании, равные соответственно числу обрабатываемых зубьев $K_1 = z$ (минимальная частота) и произведению числа зубьев z на число z_0 стружечных канавок фрезы: $K_2 = zz_0$.

Однако природа этих частот совершенно другая и в отличие от традиционных станков определяется характерным, близким к синусоидальному, изменением сил резания и моментов при зубофрезеровании. Изменение моментов приводов фрезы и заготовки приводит к возникновению погрешностей их вращения. Приводы работают в непрерывном следящем режиме, устраняя возникающее рассогласование углов поворота инструмента и заготовки, требуемых для получения нужного числа зубьев. Величина и характер рассогласования и определяют возникающие циклические погрешности. Такой механизм их

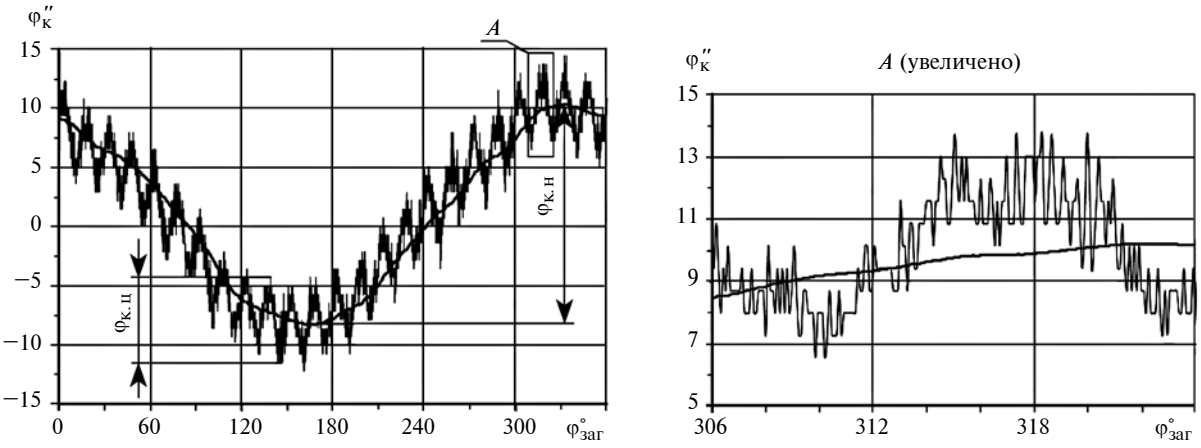


Рис. 1. Кинематическая погрешность $\varphi_к$ цепи обката при $z = 24$ и $n_{фр} = 50$ мин$^{-1}$

образования свойственен как черновому, так и чистовому резанию.

Качество работы приводов зависит от их настройки. По результатам опытов, проведенных при разных настройках контуров приводов (в частности, изменении коэффициента усиления контура скорости в 10 раз), получили следующие полосы пропускания приводов по скорости: 55 Гц для фрезы и 16 Гц для стола (далее "плохая" настройка); 410 Гц для фрезы и 172 Гц для стола (далее "хорошая" настройка). Опыты проводили при разном сочетании чисел зубьев, модулей колес, частот вращения фрезы и стола. Получили результаты, аналогичные приведенным ниже.

На рис. 2 и 3 в качестве примера приведены графики моментов фрезы ($M_{фр}$) и стола ($M_{ст}$) и кинематической погрешности $\varphi_к$ цепи обката при чистовой обработке стального прямозубого колеса быстрорежущей червячной фрезой при разных настройках приводов. Параметры колеса и режимы обработки: $z = 36$; $m = 4$; $z_0 = 14$; $v = 25$ м/мин; $t = 1$ мм; $S = 1$ мм/об. стола. Высокочастотная составляющая погрешности $\varphi_к$ цепи обката при резании определялась углами поворота инструмента и заготовки. Измерения осуществляли с помощью датчиков станка. Анализ графиков позволил выявить следующие особенности.

При "хорошей" настройке приводов циклические погрешности в значительной мере копируют (в соответствующем масштабе) моменты приводов (см. рис. 2). На участках холостого хода ($\varphi_{х.х}$),

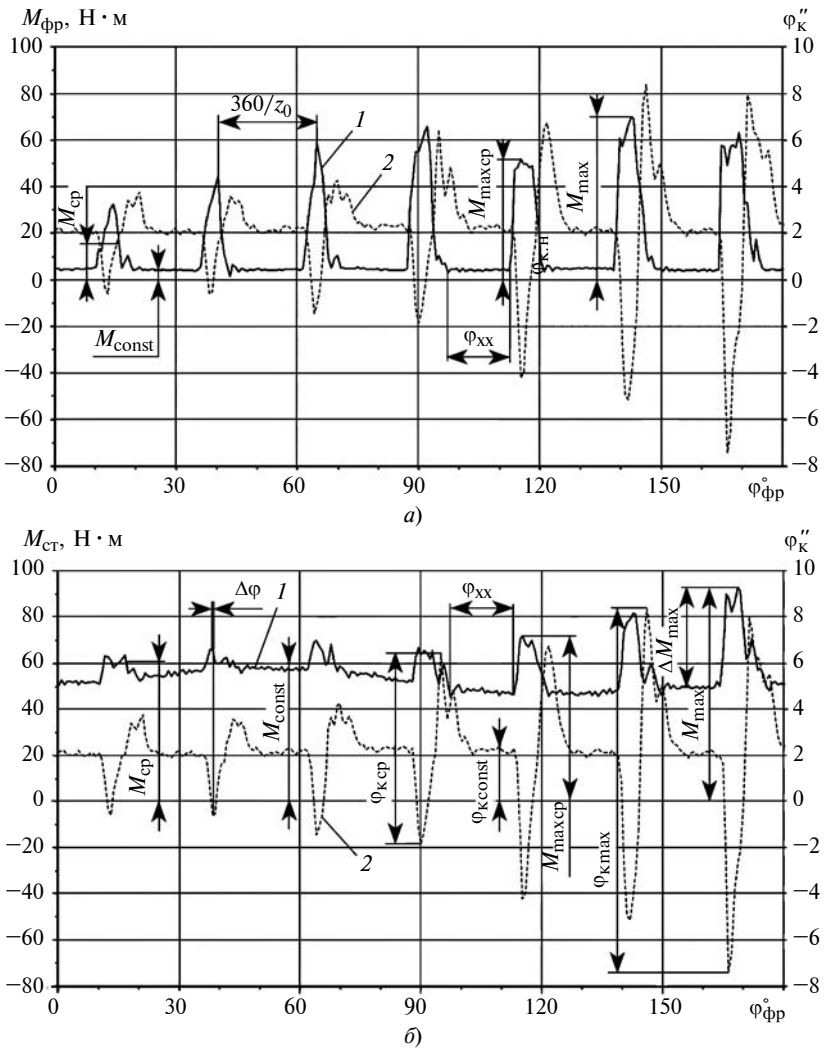


Рис. 2. Графики моментов (*1*) и кинематических погрешностей (*2*) цепи обката фрезы (*а*) и стола (*б*) при "хорошей" настройке приводов и повороте фрезы на угол $\varphi^{o}_{фр}$

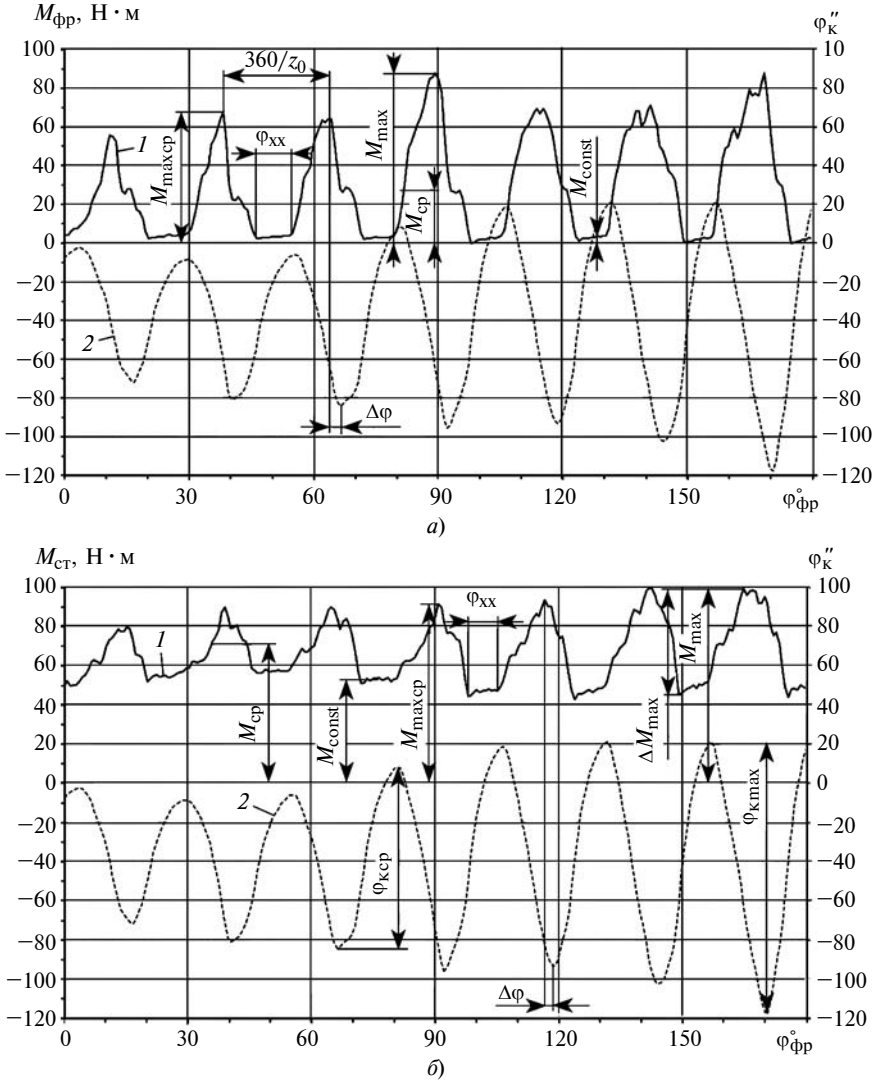


Рис. 3. Графики моментов (*1*) и кинематических погрешностей (*2*) цепи обката фрезы (*а*) и стола (*б*) при "плохой" настройке приводов и повороте фрезы на угол $\varphi°_{фр}$

где нет резания, погрешность примерно постоянна ($\varphi_{к\ const}$) и не превышает 2″. Таким образом, при качественной настройке приводов циклическая составляющая кинематической погрешности полностью определяется изменением момента от резания. При "плохой" настройке моменты и погрешности изменяются более плавно, и кинематическая погрешность не имеет участков с постоянной величиной даже на участках $\varphi_{х.х}$, где нет резания (см. рис. 3).

В обоих случаях имеет место небольшое изменение моментов и погрешностей на участках $\varphi_{х.х}$, где нет резания, что связано с моментами сил инерции при работе приводов в следящем режиме и колебаниями силы трения в шпиндельных опорах. В табл. 1 приведены обобщенные данные по изменению характерных параметров приводов при резании в зависимости от качества их настройки (см. рис. 2 и 3).

При "плохой" настройке и небольшом изменении моментов $M_{ср}$ от резания (на фрезе ≈18 %, на столе ≈15 %) циклическая кинематическая погрешность ($\varphi_{к.ц\ max}$) увеличилась в 8,5 раза по отношению к "хорошей" настройке. Изменился и характер формирования профиля зуба. При "хорошей" настройке сам процесс резания составляет ≈34 % времени между двумя резами на угле 25,7° (см. табл. 1, $\varphi_{х.х}$), при "плохой" ≈70 %. При "хорошей" настройке явного отставания $\Delta\varphi$ пиков циклической ошибки от пиков моментов не наблюдается в отличие от привода с "плохой" настройкой.

Влияние качества настройки на циклическую ошибку можно оценить величиной электрической жесткости:

$$C_э = \Delta M_{max}/\varphi_{к.ц\ max},$$

где $\Delta M_{max} = M_{max} - M_{const}$ — изменение максимального момента стола за оборот фрезы.

На кинематическую погрешность колеса влияет общая крутильная жесткость $C_{кр}$, которая кроме жесткости $C_э$ зависит от жесткости $C_м$ деталей, расположенных в силовом потоке между датчиком стола и заготовкой. В случае "хорошей" на-

Таблица 1

Изменение параметров привода в зависимости от качества его настройки

Настройка	M_{max}, Н · м	$M_{max\ ср}$, Н · м	$M_{ср}$, Н · м	M_{const}, Н · м	$\varphi_{к.ц\ max}$, угл. с.	$\varphi_{к.ц\ ср}$, угл. с.	$\varphi_{к.ц\ const}$, угл. с.	$\varphi°_{х.х}$,	$\Delta\varphi$,°	$C_э$, Н · м/рад.
"Хорошая"	70/95	54/70	15/61	7/50	16/16	9/9	2/2	17/17	−/ <1	578 000
"Плохая"	85/100	67/90	28/70	6/50	136/136	93/93	−/−	7,5/7,5	4/3	75 800

Примечание. В числителе приведены данные для привода фрезы, в знаменателе − для привода стола.

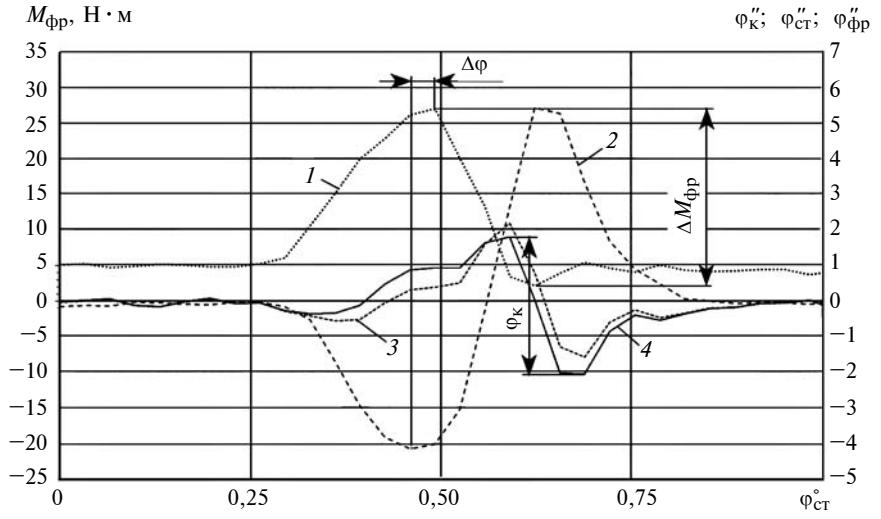


Рис. 4. Графики момента $M_{фр}$ фрезы (*1*), погрешностей поворота фрезы ($\varphi_{фр}$) (*2*) и стола ($\varphi_{ст}$) (*3*); кинематической погрешности ($\varphi_к$) цепи обката (*4*) на угле $\varphi^\circ_{ст}$ поворота стола

стройки $C_э$ = 2,8 Н · м/угл. с = = 578 000 Н · м/рад; $C_м$ = = 667 000 Н · м/рад. Тогда:

$$C_{кр} = C_м C_э/(C_м + C_э) = = 310\,000 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}.$$

Отметим, что электрическая жесткость $C_э$ немного меньше механической жесткости $C_м$. При "плохой" настройке $C_э$ = = 75 800 Н · м/рад и $C_{кр}$ = = 68 000 Н · м/рад, т. е. общая крутильная жесткость уменьшилась в 4,5 раза. Фактически циклическая ошибка колеса будет еще больше, чем по табл. 1.

На рис. 4 приведены графики изменения момента $M_{фр}$ фрезы и погрешностей поворота фрезы и стола при следующих параметрах: z = 36; m = 4; z_0 = 14; v = 25 м/мин; t = 0,3 мм; S = = 0,6 мм/об. стола, которые показывают, что кинематическая погрешность $\varphi_к$ определяется изменением момента $\Delta M_{фр}$ фрезы и отстает от положения фрезы (кривая *2*) примерно на 1,6 мс; практически полностью копирует погрешность стола (кривые *3* и *4*); существенно зависит от электрической жесткости $C_э$ привода стола.

Для оценки эффективности влияния режимов резания на уменьшение момента и кинематической погрешности провели серию экспериментов при чистовой обработке стальных зубчатых колес с параметрами: z = 36; m = 4; β_0 = 0; $n_{фр}$ = 60 мин$^{-1}$; t = 0,3 и 0,7 мм; S = 0,6; 0,84; 1,1 и 1,5 мм/об. стола. Некоторые результаты опытов, приведенные в табл. 2, показывают, что при правильном выборе режимов резания можно существенно уменьшить циклическую погрешность и обрабатывать колеса с более высокой точностью. Даже при небольших глубине резания (0,3 мм) и подаче (0,6 мм/об) циклическая погрешность цепи обката при резании была больше погрешности, измеренной кинематомером, в ≈2 раза [10]. Исследования влияния режимов резания на параметры привода стола показали, что глубина резания мало влияет на максимальный момент резания, а влияние подачи оценивается степенью 0,3. Таким образом, повышение точности цепи обката станка достигается:

1) повышением механической жесткости шпинделей фрезы и стола и правильным выбором датчиков;

2) оптимизацией режимов резания при чистовой обработке, в том числе уменьшением глубины резания и подачи, использованием попутного фрезерования (для уменьшения силы резания), исключением из работы периферийных режущих кромок фрезы и т. п.;

3) качественной настройкой приводов фрезы и стола, обеспечивающей повышение крутильной электромеханической жесткости стола в результате улучшения динамических характеристик приводов, в том числе полосы пропускания.

Таблица 2

Влияние режимов обработки на кинематическую погрешность

S, мм/об	t, мм	M_{max}, Н · м	$\varphi_{к.ц}$, угл. с	X	Y	K
0,60	t_0 = 0,3 0,7	M_{max0} = 30 38	$\varphi_{к.ц\,0}$ = 6 6,0	1,0 1,0	1,0 1,0	1,0 1,0
0,84	0,3 0,7	37 48	7,5 8,0	0,7 0,7	1,0 0,3	0,8 0,86
1,10	0,3 0,7	40 58	7,5 8,6	0,7 0,75	1,0 0,44	0,8 0,62
1,50	0,3	62	9,8	0,9	1,0	0,54

Примечание. X, Y, K — показатели степени в формулах максимальных моментов $M_{max} = M_{max0}(S/S_0)^X$ и $M_{max} = M_{max0}(t/t_0)^Y$ фрезы и циклической погрешности $\varphi_{к.ц} = \varphi_{к.ц0}(S/S_0)^K$ станка за оборот фрезы при изменении режимов обработки. Используя коэффициенты X и Y, момент M_{max} можно рассчитать и при других сочетаниях глубины и подачи, а также или по подаче, или по глубине. Здесь: t — глубина резания; S — подача фрезы вдоль оси заготовки; t_0, S_0, M_{max0} и $\varphi_{к.ц0}$ — соответственно глубина, подача, максимальный момент и кинематическая погрешность при самых легких условиях обработки в данном эксперименте.

Особенности переноса циклической погрешности станка на погрешность обрабатываемых колес

Преобладающими частотами циклической погрешности, обусловленными процессом резания, являются частоты $K_1 = z$ и $K_2 = zz_0$.

Как показано в работе [7], из-за ограниченного числа резов за оборот фрезы при обработке зубчатого колеса циклические погрешности цепи обката станка переносятся на нарезаемый профиль зуба не в виде непрерывного функционального изменения, а отдельными дискретными значениями в момент резов. Искаженные положения режущих кромок фрезы при частоте K погрешности цепи обката за один оборот стола лежат на синусоиде:

$$K_0 = K \pm (\lambda z_0 z); \quad |K_0| \le z_0 z/2, \quad \text{где } \lambda = 0, 1, 2, \ldots \qquad (1)$$

Амплитуду циклической погрешности зубчатого колеса определяем для ряда:

$$A_m = \pm \frac{\varphi_{\text{к max}}}{4} \left[\frac{z_0 z}{\pi (l z_0 z \pm K_0)} \right]^2 \times \times \left(1 - \cos K_0 \frac{2\pi}{z_0 z} \right). \qquad (2)$$

Число членов ряда принимается для всех $m = (lz_0 z) \pm K_0 \neq 0$, где l — любое целое число или 0.

При циклической погрешности с частотой $K = K_1 = z$ (при $\lambda = 0$) получим $|K_0| = z < zz_0/2$.

Амплитуду ошибки определим по трем членам ряда:

$$m_1 = K_0 = z \text{ при } l = 0;$$

$$m_2 = z(z_0 + 1) \text{ при } l = 1;$$

$$m_3 = z(2z_0 + 1) \text{ при } l = 2.$$

Учитываем только наиболее значимую величину $m_1 = z$ ряда, так как значения m_2 и m_3 в амплитуде составляют не более 1 %:

$$A_{mz} = \pm \frac{\varphi_{\text{к max}}}{4} \left(\frac{z_0}{\pi} \right)^2 \left(1 - \cos \frac{2\pi}{z_0} \right). \qquad (3)$$

При $z_0 = 12$ (для фрезы $m = 6$) получим амплитуду

$$A_{mz} = (\varphi_{\text{к max}}/4)0{,}98 \approx \approx \varphi_{\text{к max}}/4. \qquad (4)$$

Таким образом, циклическая погрешность кинематической цепи с частотой, кратной z, практически полностью определяет соответствующую погрешность на обрабатываемом колесе, в отличие от традиционных станков, у которых погрешность колеса зависит от сочетания чисел зубьев нарезаемого колеса и делительного червячного колеса привода стола. При циклической погрешности с частотой $K = z_0 z$ выражение (1) справедливо при $\lambda = -1$, при этом $K_0 = 0$ и $|K_0| < z_0 z/2$. Условия передачи погрешности цепи обката на колесо по выражению (1) выполняется при $K_0 = 0$. Амплитуда $A_m = 0$, что следует из выражения (2) при $K_0 = 0$. Таким образом, циклическая погрешность с частотой $K_2 = zz_0$ не переносится на зубчатое колесо.

В отдельных случаях, при большой циклической погрешности станка и небольшом числе нарезаемых зубьев, возможно уменьшение амплитуды погрешности на отдельных участках профиля зуба колеса от погрешности с частотой, равной z. Как показано в работе [7], наибольшую амплитуду погрешности колеса, получаемую независимо от величины погрешности цепи обката, определяем по формуле

$$A_m = \varphi/K^2, \qquad (5)$$

где K — частота доминирующей циклической погрешности цепи обката; φ — угол развернутости эвольвенты (равен углу поворота стола при образовании профиля зуба колеса).

При формировании точки профиля на делительном диаметре $\varphi_0 \cong 21^\circ$, на наружном диаметре — $\varphi_e \cong 30^\circ$.

Рассмотрим пример обработки зубчатого колеса при разной циклической погрешности станка с параметрами по рис. 2 и 3. По формуле (5) при $K = 36$ определим максимально возможные амплитуды циклических погрешностей профиля зуба колеса, независимо от циклической ошибки станка, на делительном (A_{m0}) и наружном (A_{me}) диаметрах колеса и получим соответственно:

$$\left.\begin{aligned} A_{m0} &= \varphi_0/z^2 = \\ &= 21 \cdot 60 \cdot 60/36^2 = 58''; \\ A_{me} &= \varphi_e/z^2 = 83''. \end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

В нашем случае амплитуда циклической погрешности: при "хорошей" настройке $A_{m1} = \varphi_{\text{к max}}/4 = 8''$, при "плохой" — $A_{m2} = 68''$.

Таким образом, в нашем примере при небольшой циклической погрешности ($\approx 8''$) цепи обката она полностью переносится на профиль зуба, так как $A_{m1} < A_{m0} < A_{me}$, кроме небольшого участка на угле $\varphi_1 = A_{m1} z^2 = 8 \cdot 36^2 = 10\,368'' \approx 3^\circ$ у ножки зуба. При увеличении амплитуды циклической ошибки станка до $68''$ она переносится на колесо полностью при угле $\varphi_2 \ge 24{,}5^\circ$ (примерно от делительного диаметра до наружного), поскольку в этом диапазоне углов развернутости эвольвенты погрешность цепи обката меньше, чем A_{me} по выражению (6). При меньших углах φ (от 0 до φ_1) циклическая погрешность цепи обката станка на колесе уменьшается в соответствии с выражением (5). Это является следствием того, что часть режущих кромок фрезы при наличии циклической погрешности не оставляет следа на профиле зуба колеса, так как он срезается следующими прямолинейными кромками фрезы. Назовем это повторным резанием.

Сравнение процессов резания, характеризуемых графиками на рис. 2 и 3 и данными табл. 1, показывает, что при большой циклической ошибке цепи обката время резания за цикл между двумя резами (25,7°) увеличивается. Угол $\varphi_{\text{х.х}}$, где нет резания, уменьшается с 17 до 7,5°, т. е.

явно присутствует эффект повторного резания, уменьшающий циклические ошибки профиля зуба на участке $\varphi_1 = 0 \div 24{,}5°$.

Это экспериментально подтверждает вывод о том, что кинематическая погрешность с частотой K_2 не проявляется на обрабатываемом колесе, так как момент резания возникает на участке обработки профиля зуба, составляющем при "хорошей" настройке менее 34 % от угла между двумя пиками резов (см. рис. 2). В противном случае повторное резание должно происходить при обработке зуба по всей высоте, что следует из расчетов максимально возможных погрешностей по формуле (5):

$$A_{m2} = \frac{\varphi_e 60 \cdot 60}{(z_0 z)^2} = \frac{30 \cdot 60 \cdot 60}{(12 \cdot 36)^2} =$$

$$= 0{,}58'' \ll \frac{\varphi_{\text{к max}}}{4} = 8''.$$

Дополнительным подтверждением правомочности рассмотренного механизма образования циклических погрешностей на профиле зуба может служить также повышение моментов резания ($M_{\max}$, $M_{\max\,\text{ср}}$, $M_{\text{ср}}$) при "плохой" настройке и увеличение циклической ошибки, в то время как при черновой обработке результаты измерения моментов прямо противоположные. Увеличение моментов приводов от сил резания при ухудшении настроек, когда динамические процессы в них замедляются, можно объяснить следующим образом. При увеличении циклической погрешности цепи обката станка ("плохая" настройка) общее число резов не изменяется, но увеличивается число режущих кромок фрезы, осуществляющих повторное резание, при котором происходит съем более широких стружек после работы предыдущих кромок.

Таким образом, кинематическая погрешность цепи обката станков нового поколения переносится на зубчатое колесо в виде синусоиды с частотой, равной числу зубьев нарезаемого колеса, и с амплитудой, в большинстве случаев равной половине максимальной величины циклической погрешности станка. Максимально возможная амплитуда циклической погрешности на колесе обратно пропорциональна квадрату числа нарезаемых зубьев, а не квадрату числа зубьев делительного колеса, как в станках с традиционной компоновкой.

Влияние геометрических погрешностей фрезерного суппорта и стола, а также погрешностей инструмента аналогично традиционным станкам [6, 8, 9]. Наибольший вклад в накопленную погрешность шага Δt_Σ нарезаемых колес вносят отклонение от постоянства положения Δ оси вращения стола (ГОСТ 659—89) и погрешность базирования заготовки (радиальное биение l_r).

$$\Delta t_\Sigma \approx 0{,}35(\Delta + l_r).$$

Таким образом, рассмотренные в статье особенности образования и проявления циклических ошибок цепи обката станка при обработке заготовок можно использовать как при создании станков нового поколения, так и при их эксплуатации. При разработке оборудования важно обеспечить высокую крутильную электромеханическую жесткость приводов фрезы и стола. При эксплуатации станков необходимо обеспечить минимальные колебания усилия резания на чистовых операциях, используя все возможные технологические средства.

Выводы

1. В зубофрезерных станках нового поколения с прямыми приводами вращения инструмента и заготовки причина возникновения циклических ошибок цепи обката совершенно иная, чем в традиционных станках с червячной делительной передачей в приводе стола. Возникновение периодических погрешностей в них вызвано изменением моментов резания и соответствующей реакцией приводов инструмента и заготовки, работающих в непрерывном следящем режиме для обеспечения минимального рассогласования углов поворота фрезы и стола.

2. Доминирующими частотами периодической погрешности цепи обката станка являются частота, равная числу нарезаемых зубьев, и частота, равная произведению числа нарезаемых зубьев на число стружечных канавок фрезы, в отличие от традиционных станков, в которых доминирующей частотой погрешности является частота, равная числу зубьев колеса делительной червячной передачи привода стола.

3. Циклическая погрешность цепи обката станка переносится на зубчатое колесо в виде синусоиды с частотой, равной числу нарезаемых зубьев, и амплитудой, в большинстве случаев равной половине максимальной циклической ошибки станка независимо от числа зубьев обрабатываемых колес.

4. Максимальная величина переносимой на колесо циклической погрешности станка обратно пропорциональна квадрату числа зубьев нарезаемого колеса в отличие от традиционных станков, в которых она обратно пропорциональна квадрату числа зубьев делительного колеса. С учетом этого и большего, чем в традиционных станках, влияния процесса резания на возникновение циклической погрешности, цепь обката в станках нового поколения должна быть более точной.

5. Решающее влияние на циклическую погрешность цепи обката оказывает качество настройки, обеспечивающей высокие динамические характеристики приводов, включая расширение полосы пропускания. Увеличение полосы пропускания на опытном станке 5320Ф4 с 16 до 172 Гц привело к уменьшению максимальной циклической ошибки в 8,5 раз.

УДК 621.9.025

В. П. ТАБАКОВ, д-р техн. наук, А. В. ЧИХРАНОВ, канд. техн. наук (Ульяновский ГТУ), e-mail: chihranov@mail.ru

Взаимосвязь состава износостойких покрытий с параметрами структуры, механическими свойствами и функциональными параметрами процесса резания[1]

Установлены взаимосвязи состава износостойких покрытий с параметрами их структуры, механическими свойствами и функциональными параметрами процесса резания, на основании которых предложены составы многослойных покрытий и показана их эффективность.

Ключевые слова: режущий инструмент, покрытие, параметры структуры, механические свойства, резание, интенсивность изнашивания, период стойкости.

The relations of wear resistant coatings composition with parameters of their structure, mechanical properties and functional parameters of cutting process, are determined, basing on which the compositions of multi-layer coatings are suggested and their effectiveness is showed.

Keywords: cutting tool, coating, structure parameters, mechanical properties, cutting, wear rate, tool life.

В настоящее время нанесение износостойких покрытий на рабочие поверхности режущего инструмента — наиболее эффективный способ повышения его работоспособности [1—7]. Эффективность такого инструмента можно повысить изменением механических свойств покрытия, которые зависят от его состава и влияют на прочность адгезии с инструментальной основой и условия контактного взаимодействия с обрабатываемым материалом, определяющих функциональные параметры процесса резания.

Цель работы — установить взаимосвязи состава покрытия с его механическими свойствами и функциональными параметрами процесса резания, что позволит целенаправленно выбирать слои многослойных покрытий для конкретных условий механической обработки.

Покрытия наносили на установке "Булат-6" с использованием катодов из титанового сплава ВТ1-0, сплавов титана и алюминия, титана и кремния, а также составных катодов с корпусом из титанового сплава ВТ1-0 и вставками из циркония, хрома, молибдена, ниобия и стали 12Х18Н10Т. Содержание разных элементов в покрытиях обеспечивали изменением компоновочной схемы установки "Булат-6" (число и расположение катодов в камере для нанесения покрытий) или изменением диаметра вставки в составных катодах. Химический состав покрытий определяли методом количественного рентгеноспектрального анализа на установке МАР-4 с учетом ZAF-поправок. Параметры структуры покрытий (период a кристаллической решетки, полуширину рентгеновской дифракционной линии β_{111}) и остаточные сжимающие напряжения σ_0 исследовали на дифрактометре ДРОН-3М, относительную микродеформацию $\Delta a/a$ кристаллической решетки и размеры D блоков областей когерентного рассеяния (ОКР) рассчитывали по методике работы [8]. Микротвердость H, модуль E упругости первого ро-

[1] Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 15-08-03256.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 70)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бушуев В. В.** Тенденции развития мирового станкостроения // Приводная техника. 2006. № 5. С. 2—6.

2. **Способ** определения упругих характеристик сваи и вмещающего грунта. Состояние и направления развития научных исследований в станкостроении / В. В. Бушуев, А. П. Кузнецов, Ф. С. Сабиров и др. // СТИН. 2015. № 11. С. 12—19.

3. **Бушуев В. В., Новиков В. А.** Направления развития зубообрабатывающего оборудования // Вестник МГТУ "СТАНКИН". 2015. № 2. С. 17—22.

4. **Бушуев В. В., Дорожко А. О., Рывкин Б. М.** Метод проектирования станков нового поколения на базе унифицированных мехатронных модулей // Вестник МГТУ "СТАНКИН". 2012. № 1. С. 15—21.

5. **Бушуев В. В., Налётов С. П.** Тяжелые зубообрабатывающие станки. М.: Машиностроение, 1986. 280 с.

6. **Левашов А. В.** Основы расчета точности кинематических цепей металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1966. 211 с.

7. **Лившиц Г. А., Швецова Г. Д.** Циклическая погрешность зубофрезерования и выбор зубьев делительных колес прецизионных зубофрезерных станков. М.: ЦИТЭИН, 1959. 21 с.

8. **Адам Я. И., Овумян Г. Г.** Справочник зубофрезеровщика. М.: Машиностроение, 1975. 232 с.

9. **Тайц Б. А.** Точность и контроль зубчатых колес. М.: Машиностроение, 1972. 368 с.

10. **Бушуев Вл. Вас., Бушуев Вик. Вал., Новиков В. А.** Кинематическая точность зубофрезерных станков нового поколения // Вестник МГТУ "СТАНКИН". 2016. № 3 (38).

да, предел текучести $\sigma_т$ и вязкость $K_{ICП}$ разрушения покрытий определяли по методикам работы [9]. Адгезионную прочность покрытий оценивали по величине коэффициента K_0 отслоения, определяемого согласно методике работы [1] на твердомере ТК-2М, циклическую трещиностойкость $t_ц$ (время работы режущего инструмента с покрытиями до появления в них усталостных трещин) определяли по методикам работ [10, 11]. Интенсивность J изнашивания и период T стойкости режущего инструмента с износостойкими покрытиями определяли при токарной обработке заготовок из сталей 30ХГСА, 30ХГН и 12Х18Н10Т. Использовали сменные многогранные пластины МК8 производства СП МКТС-HERTEL.

Исследовали двухэлементные и трехэлементные покрытия на основе нитрида титана, легированного соответственно одним или двумя элементами. Результаты исследований параметров структуры и механических свойств покрытий приведены на рис. 1 и 2 и в табл. 1—3.

Таблица 1

Влияние содержания легирующего элемента на параметры структуры двухэлементных покрытий

Покрытие	Содержание легирующего элемента, % мас.	a, нм	β°_{111}	σ_0, МПа	D, нм	$\Delta a/a \times 10^{-3}$
TiMoN	1,0	0,4236	0,50	−800	19,94	6,22
	3,4	0,4248	0,52	−1005	19,06	6,50
	7,0	0,4251	0,53	−1073	18,66	6,65
TiCrN	4,0	0,4235	0,55	−1167	17,89	6,92
	20,0	0,4224	0,60	−1491	16,25	7,62
TiFeN	1,5*	0,4234	0,53	−697	18,69	6,53
TiNbN	11,6	0,4321	0,64	−1301	15,15	8,14

* Суммарное содержание Fe, Cr, Ni в покрытии при распылении составного катода со вставкой из стали 12Х18Н10Т.

Таблица 2

Влияние содержания второго легирующего элемента на параметры структуры трехэлементных покрытий

Покрытие	Содержание легирующего элемента, % мас.	a, нм	β°_{111}	σ_0, МПа	D, нм	$\Delta a/a \times 10^{-3}$
TiAlZrN	4,61	0,4237	0,63	−1324	15,41	8,0
	12,17	0,4245	0,73	−1648	13,15	9,38
	23,39	0,4246	0,71	−1570	13,55	9,11
TiZrCrN	1,44	0,4289	0,59	−1324	16,56	7,47
	6,09	0,4282	0,63	−1413	15,41	8,03
	11,28	0,4279	0,63	−1422	15,41	8,03

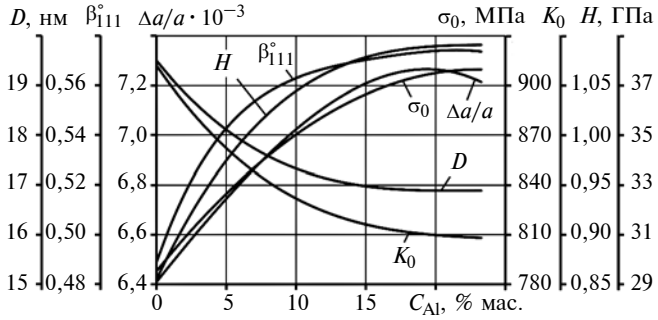


Рис. 1. Зависимости параметров структуры и механических свойств покрытия TiAlN от содержания C_{Al} алюминия

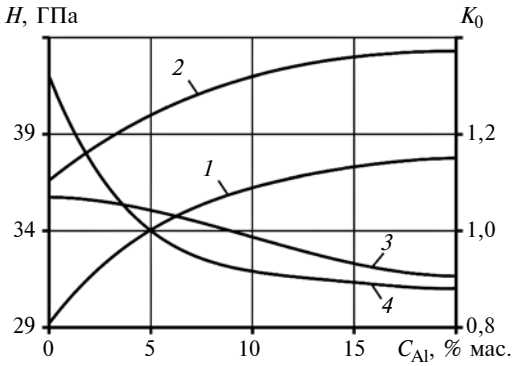


Рис. 2. Зависимости микротвердости H (*1* и *2*) и коэффициента K_0 отслоения (*3* и *4*) покрытий TiAlN (*1* и *3*) и TiZrAlN (*2* и *4*) от содержания C_{Al} алюминия

Как видно, повышение содержания легирующего элемента в двухэлементных покрытиях приводит к увеличению полуширины рентгеновской линии, остаточных сжимающих напряжений, относительной микродеформации кристаллической решетки и уменьшению размеров блоков ОКР. Изменение периода a кристаллической решетки зависит от величины атомных радиусов легирующих элементов и титана. При легировании алюминием и хромом двухэлементного покрытия TiN уменьшается период кристаллической решетки, что объясняется меньшими атомными радиусами данных элементов по сравнению с атомным радиусом титана. В результате внедрения атомов алюминия и хрома уменьшается кубическая ячейка, а с ней уменьшается и период кристаллической решетки нитрида титана. При легировании двухэлементного покрытия молибденом, цирконием и ниобием, атомные радиусы которых больше атомного радиуса титана, период кристаллической решетки также увеличивается.

Остаточные сжимающие напряжения при легировании цирконием, хромом и ниобием максимально повышаются соответственно в 1,57, 1,86 и 1,63 раза. Меньшее повышение остаточных сжимающих напряжений вызывает легирование покрытия TiN молибденом и алюминием, соответственно на 34 и 31 %. Введение в состав покрытия TiN же-

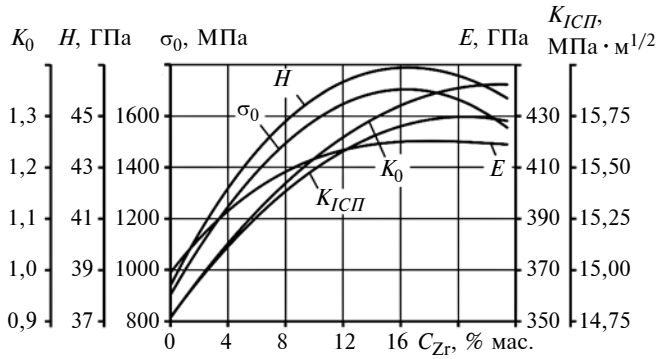


Рис. 3. Зависимости механических свойств покрытия TiAlZrN от содержания C_{Zr} циркония

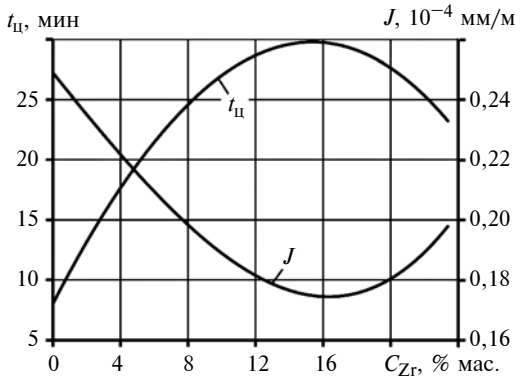


Рис. 4. Зависимости циклической трещиностойкости $t_ц$ и интенсивности J изнашивания пластин МК8 с покрытием TiAlZrN от содержания C_{Zr} циркония при токарной обработке заготовок из стали 30ХГСА на режиме v = 180 м/мин, S = 0,15 мм/об, t = 0,5 мм

леза практически не изменяет период кристаллической решетки, но приводит к увеличению полуширины рентгеновской линии и уменьшению остаточных сжимающих напряжений.

Введение легирующего элемента в покрытие TiN ведет к уменьшению на 8,6÷17,3 % размеров D блоков ОКР и повышению на 10,2÷20,3 % относительной микродеформации $\Delta a/a$ кристаллической решетки. При этом максимальное уменьшение размеров D блоков и максимальное увеличение относительной микродеформации $\Delta a/a$ наблюдается при введении алюминия, а минимальное — железа.

Увеличение содержания легирующего элемента в покрытие TiN приводит к повышению механических свойств: микротвердости H на 23,4÷42,6 %; модуля E на 8,1÷20,2 %; предела текучести $\sigma_т$ на 13,8÷30 % и вязкости разрушения $K_{ICП}$ на 9,9÷20,2 %. Причиной их увеличения является повышение относительной микродеформации $\Delta a/a$ кристаллической решетки и уменьшение размеров D блоков ОКР. Наибольшее повышение механических свойств достигается при введении в покрытие TiN алюминия и циркония, меньшее — кремния и наименьшее — железа.

Введение в покрытие алюминия и железа повышает прочность его адгезии с инструментальной основой, о чем свидетельствует уменьшение коэффициента K_0 отслоения, а введение циркония, молибдена и хрома — уменьшает ее.

Введение легирующего элемента в двухэлементное покрытие приводит к аналогичным изменениям его структурных параметров и механических свойств, как и для одноэлементных покрытий (рис. 3, табл. 2 и 3). При этом влияние одного и того же легирующего элемента на параметры структуры и механические свойства двухэлементных и трехэлементных покрытий одинаково. Например, увеличение содержания алюминия и в покрытии TiAlN, и в покрытии TiZrAlN (см. рис. 2) приводит к повышению микротвердости и прочности адгезии покрытий.

При введении легирующего элемента в двухэлементное покрытие в зависимости от его состава повышаются: сжимающие остаточные напряжения на 31,2÷82 %, микротвердость на 18÷21 %, модуль упругости на 15÷19,7 %, вязкость разрушения на 11,9÷15 %, а размеры блоков ОКР уменьшаются на 13,9÷22,2 %.

Из табл. 1—3 видно, что переход от одноэлементных покрытий к двух- и трехэлементным покрытиям сопровождается повышением сжимающих остаточных напряжений, механических свойств, снижением прочности адгезии покрытия с инструментальной основой (исключение составляет введение алюминия и железа) и уменьшением размера блоков ОКР.

Важной характеристикой покрытий режущего инструмента является циклическая трещиностойкость [10, 11], характеризующая способность покрытий сопротивляться трещинообразованию. В табл. 4

Таблица 3

Структурные параметры и механические свойства покрытий

Покрытие	a, нм	β°_{111}	σ_0, МПа	D, нм	$\Delta a/a \cdot 10^{-3}$	H, ГПа	K_0	E, ГПа	$\sigma_т$, ГПа	$K_{ICП}$, МПа · м$^{1/2}$
TiN	0,4235	0,49	−775	20,45	5,9	26,5	1,07	307	9,53	12,29
TiZrN	0,4293	0,55	−1256	17,89	6,9	36,6	1,32	379	12,38	14,44
TiZrSiN	0,4289	0,66	−1746	14,19	8,7	43,2	1,55	423	13,91	15,83
TiAlN	0,4230	0,57	−903	16,91	7,1	37,8	0,91	369	12,26	14,77
TiAlCrN	0,4221	0,65	−1472	14,91	8,22	44,5	1,30	403	14,28	14,55

и на рис. 4 приведены данные по влиянию легирующих элементов в покрытии на циклическую трещиностойкость и интенсивность изнашивания режущего инструмента с покрытиями. Видно, что при переходе от одноэлементных покрытий к многоэлементным покрытиям при повышении механических свойств и изменении содержания легирующего элемента циклическая трещиностойкость покрытий увеличивается в 1,23—3,23 раза в зависимости от их состава. При этом минимальная интенсивность изнашивания твердосплавных пластин соответствует максимальной циклической трещиностойкости покрытия.

Состав покрытий существенно влияет на функциональные параметры процесса резания и напряженное состояние покрытий при обработки (табл. 5). При этом наблюдается взаимосвязь состава покрытия с его механическими свойствами, которые в свою очередь влияют на функциональные параметры процесса резания и напряженное состояние покрытия. Например, при переходе от одноэлементного покрытия к двух- и трехэлементным покрытиям повышаются механические свойства и сила трения на передней поверхности инструмента, что вызывает увеличение полной длины C_γ контакта стружки с передней поверхностью режущего инструмента, коэффициента K_L укорочения стружки и составляющих P_x, P_y, P_z силы резания. С другой стороны, при увеличении полной длины контакта режущего инструмента с многоэлементными покрытиями уменьшаются нормальные контактные нагрузки q_N и напряжения σ_N, а максимальная температура на передней поверхности и изотермы температуры в режущем клине сдвигаются от задней поверхности режущего инструмента вглубь инструментальной основы по сравнению с инструментом с одноэлементными покрытиями. Содержание легирующего элемента в покрытии также вызывает изменение его механических свойств, что отражается на функциональных параметрах процесса резания. Так, увеличение содержания Zr, Cr, Al и Si в многоэлементных покрытиях ведет к увеличению полной длины контакта, коэффициента укорочения стружки и составляющих силы резания.

Изменение механических свойств при переходе от одноэлементных к многоэлементным покрытиям и повышение содержания легирующих элементов в покрытиях влияет на их напряженное состояние, которое характеризуется суммарными напряжениями, возникающими в процессе резания [12]. По мере работы режущего инструмента в покрытиях возникают и увеличиваются напряжения $\sigma_п$, вызванные ползучестью материала режущего клина инструмента, которые со временем приводят к трансформации сжимающих суммарных напряжений в растягивающие. Это время зависит от механических свойств покрытий, определяемых их составом. Формирование в покрытиях растягивающих суммарных напряжений приводит к образованию в них трещин и разрушению покрытий на контактной площадке по передней поверхности. Таким образом, для повышения сопротивляемости покрытий образованию и развитию трещин необходимо выбрать такой состав и механические свойства, которые обеспечат высокие сжимающие суммарные напряжения в покрытии при резании и минимальные растягивающие напряжения, вызванные ползучестью материала инструментальной основы.

Данные табл. 5 показывают, что после пяти минут работы режущих твердосплавных пластин сжимающие суммарные напряжения наблюдаются только в трехэлементных покрытиях, в то время как в двухэлементных и одноэлементных покрытиях они уже трансформировались в растягивающие. Напряжения $\sigma_п$ в данных покрытиях существенно меньше, чем в двухэлементных и одноэлементных

Таблица 4

Циклическая трещиностойкость покрытий и интенсивность изнашивания пластин МК8

Покрытие	Содержание длегирующего элемента, % мас.	$t_ц$, мин	$J \cdot 10^{-4}$, мм/м	
			30ХГСА	12Х18Н10Т
TiN	—	7,65	0,377	1,488
TiZrN	10,8	13,8	0,226	0,826
TiAlN	23,4	16,48	0,249	0,834
TiZrAlN	9,25	43,53	0,132	0,501
TiZrSiN	0,49	40,01	0,153	0,563
TiAlZrN	12,17	38,02	0,181	0,567

Примечание. Режимы обработки заготовок: из стали 30ХГСА v = 180 м/мин, S = 0,15 мм/об, t = 0,5 мм; из стали 12Х18Н10Т v = 150 м/мин, S = 0,15 мм/об, t = 0,5 мм.

Таблица 5

Влияние состава на функциональные параметры процесса резания и характеристики напряженного состояния покрытий

Покрытие	C_γ, мм	K_L	P_z, Н	q_N, МПа	σ_N, МПа	$\sigma_п$, МПа	σ_Σ, МПа
TiN	0,45	1,80	197	624	1908	3140	1600
TiZrN	0,51	1,96	216	608	1839	3375	1400
TiZrSiN	0,56	2,02	226	574	1697	2150	−980
TiZrCrN	0,57	2,14	237	598	1772	2600	−450
TiZrAlN	0,56	2,05	226	577	1706	2250	−780
TiAlN	0,50	1,91	209	596	1804	2750	1000
TiAlCrN	0,58	2,07	233	579	1702	2460	−350

Примечания: 1. Обработка заготовок из стали 30ХГСА на режиме v = 180 м/мин, S = 0,15 мм/об, t = 0,5 мм. 2. Напряжения $\sigma_п$ и σ_Σ определены после 5 мин резания.

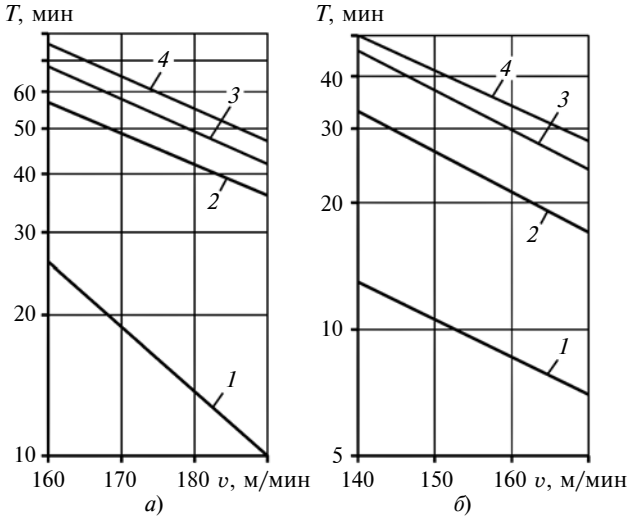


Рис. 5. Зависимости периода *T* стойкости пластин МК8 с покрытиями TiN (*1*), TiZrN—TiZrCrN (*2*), TiZrN—TiZrSiN (*3*) и TiAlN—TiZrAlN (*4*) от скорости *v* резания при обработке сталей 38ХГН (*а*) и 12Х18Н10Т (*б*) на режиме *t* = 0,5 мм и *S* = 0,21 (*а*) и 0,17 мм/об (*б*)

покрытиях. Таким образом, более высокие механические свойства и собственные сжимающие остаточные напряжения трехэлементных покрытий обеспечивают их большую сопротивляемость трещинообразованию при резании по сравнению с одно- и двухэлементными покрытиями.

На основании установленных взаимосвязей состава покрытий с механическими свойствами и функциональными параметрами процесса резания и с учетом формирования многослойных покрытий для условий непрерывного резания [1] разработали двухслойные покрытия: TiAlN—TiZrAlN, TiZrN—TiZrSiN и TiZrN—TiZrCrN. Выбор для двухслойных покрытий в качестве верхних слоев трехэлементных нитридов обеспечивает функциональные параметры процесса резания, тепловое и напряженное состояния режущего инструмента, которые способствуют повышению формоустойчивости режущего клина при резании. Выбор в качестве нижних слоев двухэлементных нитридов обеспечивает прочность адгезии с инструментальной основой. Покрытие TiAlN по сравнению с трехэлементными покрытиями и покрытием TiN имеет наименьший коэффициент отслоения; покрытие TiZrN наносили с использованием раздельных катодов, что обеспечивало формирование в процессе осаждения мультислойной структуры [1] и меньший коэффициент отслоения по сравнению с покрытием TiN.

Эффективность разработанных покрытий исследовали при токарной обработке заготовок из сталей 30ХГН и 12Х18Н10Т. Установлено (рис. 5), что применение разработанных двухэлементных покрытий повышает период стойкости пластин МК8 при обработке заготовок из сталей 38ХГН и 12Х18Н10Т в 2,3—4 раза в зависимости от конструкции покрытия и условий резания по сравнению с покрытием TiN.

Таким образом, установлены закономерности взаимосвязи состава покрытия с механическими свойствами и функциональными параметрами процесса резания, которые позволяют направленно подбирать составы слоев многослойных покрытий, обеспечивая тем самым их высокую эффективность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Табаков В. П.** Формирование износостойких ионно-плазменных покрытий режущего инструмента. М.: Машиностроение, 2008. 312 с.

2. **Верещака А. С., Григорьев С. Н., Табаков В. П.** Методологические принципы создания функциональных покрытий для режущего инструмента // Упрочняющие технологии и покрытия. 2013. № 2. С. 18—39.

3. **Tabakov V. P.** The Influence of Machining Condition Forming Multilayer Coatings for Cutting Tools // Key Engineering Materials. 2012. V. 496. P. 80—85. Trans Tech Publications, Switzerland.

4. **Tabakov V. P., Vereschaka A. S.** Development of technological means for formation of multilayer composite coatings, providing increased wear resistance of carbide tools, for different machining condition // Key Engineering Materials. 2014. V. 581. P. 55—61. Trans Tech Publications, Switzerland.

5. **Методологические** подходы к формированию многослойных покрытий на режущем инструменте / В. П. Табаков, А. С. Верещака, А. А. Верещака, А. Д. Батако // Вестник машиностроения. 2015. № 9. С. 82—88.

6. **Табаков В. П., Сагитов Д. А.** Применение износостойких покрытий на операциях резьбонарезания и отрезки заготовок // Вестник машиностроения. 2016. № 4. С. 59—64.

7. **Табаков В. П., Чихранов А. В.** Повышение работоспособности твердосплавного инструмента путем направленного выбора параметров состава износостойкого покрытия // СТИН. 2016. № 3. С. 14—18.

8. **Горелик С. С., Расторгуев Л. Н., Скаков Ю. А.** Рентгеноструктурный и электронооптический анализ металлов. М.: Металлургиздат, 1970. 366 с.

9. **Табаков В. П., Чихранов А. В.** Определение механических характеристик износостойких ионно-плазменных покрытий на основе нитрида титана // Известия Самарского научного центра РАН. 2010. Т. 12. № 4. С. 292—297.

10. **Табаков В. П., Чихранов А. В.** Износостойкие покрытия режущего инструмента, работающего в условиях непрерывного резания. Ульяновск: УлГТУ, 2007. 255 с.

11. **Tabakov V. P.** Crack resistance of tool coatings in continuous cutting // Russian Engineering Research. 2012. V. 32 (4). P. 374—378.

12. **Табаков В. П., Чихранов А. В.** Оценка напряженного состояния износостойких покрытий режущего инструмента // Вестник машиностроения. 2016. № 3. С. 49—54.

УДК 621.757:621.7.08

С. Г. КОМАИШКО, Г. Н. КУЛИК, канд. техн. наук, К. В. СУЗДАЛЬ (ООО "Дефорт", г. Санкт-Петербург), e-mail: kulik.georgnik@rambler.ru

Технологическая наследственность в машиностроении. Часть 1

Рассмотрен один из способов устранения негативной технологической наследственности по излишней массе с использованием специальной технологической оснастки.

Ключевые слова: глухое глубокое отверстие, растачивание, шток, оправка, стандартный токарный станок.

One of the ways of eliminating of negative technological heredity on excessive mass using special technological equipment is considered.

Keywords: blind deep hole, reaming, ram, mandrel, conventional turning machine.

Технологическую наследственность изначально можно было бы разделить на позитивную и негативную: первую необходимо поддерживать, со второй — бороться.

В машиностроении одним из видов негативной наследственности является избыточная масса деталей, которую устраняют двумя способами: 1) заменой материала, например, стали алюминиевым сплавом в катках гусеничных машин или титановым сплавом в деталях двигателей [1]; 2) конструированием детали, конфигурация которой отвечает требованиям функциональности, надежности, безопасности и экономичности.

При втором способе в случае серийного изготовления детали разрабатывают несколько вариантов технологического процесса, а затем по какому-либо критерию выбирают оптимальный вариант. В случае единичного изготовления детали чаще всего прибегают к механической обработке, для чего сначала определяют возможности ее осуществления, а уже затем разрабатывают, изготовляют и испытывают технологическую оснастку.

Рассмотрим устранение негативной наследственности по избыточной массе на примере получения детали "плунжер". Отметим, что данный вид наследственности мало рассматривается в технической литературе [2, 3].

Эскиз детали представлен на рис. 1, *а*, заготовки — на рис. 1, *б*. Данная деталь имеет негативную технологическую наследственность по избыточной массе потому, что требуется в единичном экземпляре. Оптимальная технология изготовления заготовки: ковка слитка протяжкой на сплошную круглую поковку; обдирка; неразрушающий контроль; термообработка; неразрушающий контроль; глубокое кольцевое сверление с внутренним стеблем (штоком); облом стебля... А что делать дальше?

Подобную серийную заготовку можно было бы получить менее металлоемким способом, например, прошивкой и протяжкой через ряд фильер [4] или литьем, или другим способом. Трудность задачи заключается в том, что, зажатая в резцедержателе оправка, не будет работать на указанную глубину. Также неясно, как оформить днище. Даже специалисты не смогли дать ответ.

Получить сквозное отверстие достаточно просто. На специализированном станке его можно расточить или с помощью роймы (плавающего двухрезцового блока), или резцов и роймы. Для компенсации давления резания устанавливают шпонки. В зону резания под давлением подают СОЖ (чаще масло), которая вымывает образующуюся стружку через открытый торец на сетчатый фильтр.

При обработке глухого отверстия на специализированном станке такой процесс не осуществить. При использовании универсального станка необходимо разработать специализированную оснастку. Чтобы реализовать процесс, подобный получению сквозного отверстия, только с отводом стружки, как при глубоком сверлении, необходимо, чтобы срезаемая стружка сразу смывалась. В нашем же случае она будет смываться в "пазуху" глухого отверстия, откуда ее трудно удалить. Отверстие за-

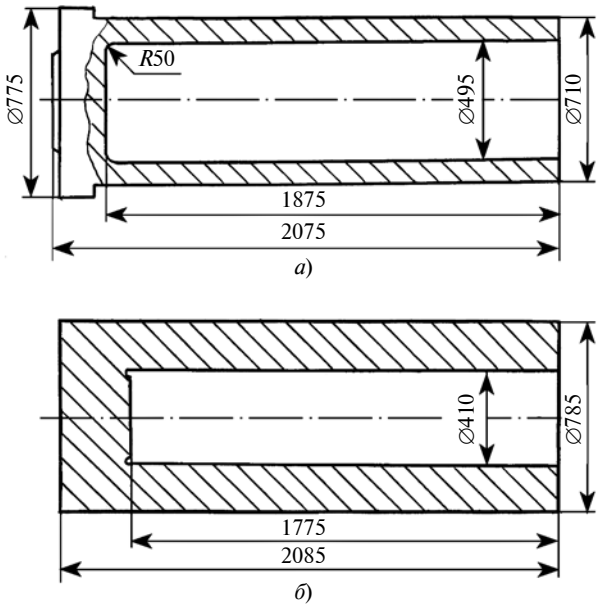


Рис. 1. Эскизы детали "плунжер" (*а*) и ее заготовки (*б*)

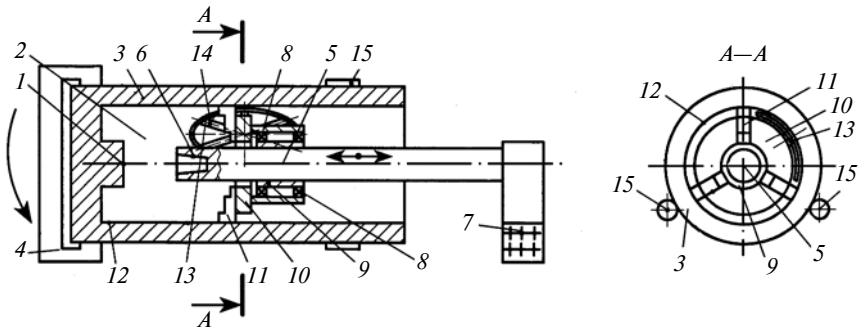


Рис. 2. Приспособление для управления инструментом

бьется стружкой, что приведет к заклиниванию инструмента и далее к его поломке. Создается проблема удаления инструмента — отдельная трудно решаемая задача. В итоге получим бракованное изделие.

Таким образом, использовать раскрепление оправки шпонками в отверстии нельзя из-за невозможности удаления стружки.

Видимо следует как-то закрепить оправку в днище глухого отверстия? Но тогда получим жесткую систему, которая должна быть телескопической и подпружиненной. Можно раскрепить оправку между задним центром и днищем глухого отверстия, но тогда получим не оправку, а жесткий стебель (шток), а оправку выполнить с внутренним диаметром, так, чтобы стебель мог совершать в ней продольное перемещение. Однако в этом случае стебель упрется в днище глухого отверстия вращающейся детали. Такая задача мало определенная и также требует оригинального решения.

Можно, например, на конце стебля выполнить отверстие под конус Морзе и в него вставить вращающийся центр, но он должен входить в центровочное отверстие. А это очередная задача. Центровочное отверстие можно сделать сверлом, закрепленным в конусе Морзе. Осталось только как-то зацентрировать стебель в глухом отверстии при получении центровочного отверстия в его днище.

Эту проблему можно решить с помощью самоцентрирующегося патрона, раскрепив внешней поверхностью кулачков в глухом отверстии, а стебель должен пройти через центральное отверстие патрона. В данном случае также могут возникнуть затруднения с удалением стружки, но так как ее образуется немного, то она легко удаляется. Осталось выполнить центровочное отверстие в днище глубокого глухого отверстия, что можно сделать на типовом токарном станке с использованием необходимого обрабатывающего инструмента и при создании условий работы в таком отверстии.

Для реализации этого технического решения предлагается приспособление для управления инструментом [5].

Рассмотрим отличительные признаки приспособления, обеспечивающего возможность закрепления на токарном станке требуемого обрабатывающего инструмента и необходимые условия его работы в глубоком глухом отверстии.

На рис. 2 показано приспособление для управления инструментом при обработке в глубоком глухом отверстии *2* днища *1* детали *3*, установленной во вращающемся патроне *4* токарного станка. Приспособление содержит оправку *5*, на одном конце которой выполнен конус Морзе *6* для установки в нем обрабатывающего инструмента. Другой конец оправки *5* закреплен в резцедержателе *7* токарного станка, осуществляющем возвратно-поступательное движение. Приспособление имеет токарный патрон *10*, который установлен в подшипниках *8* на направляющей втулке *9*, установленной по скользящей посадке на оправке *5*. Кулачки *11* патрона можно центрировать по внутренней поверхности *12* отверстия *2*. Кулачки патрона сжимаются и разжимаются посредством маховика *13*.

Обработка осуществляется следующим образом. Деталь *3* устанавливают на опорные ролики *15*. В резцедержателе *7* закрепляют оправку *5*, а в конусе Морзе *6* — обрабатывающий инструмент (в нашем случае — это сверло, на рисунке не показано). Приспособление с инструментом подают в глубокое глухое отверстие *2* так, чтобы сверло почти касалось днища *1*. С помощью специального крючка (на рисунке не показан) за спицы *14* вращают маховик *13*, который фиксирует токарный патрон *10* таким образом, чтобы его кулачки упирались в поверхность *12* отверстия *2*, центрируя патрон в отверстии. Затем включают станок, сообщая вращение детали *3*, а также движение суппорту, который через резцедержатель *7*, оправку *5* и втулку *9* передает усилие на сверло. Неподвижное сверло выполняет центровочное отверстие по центру днища *1* вращающейся детали *3*. При достижении определенной глубины отверстия суппорт переключается на обратное движение, сверло выводится из центровочного отверстия, приспособление разбирается.

Техническим достижением применения данного приспособления является возможность растачивания глубокого глухого отверстия большого диаметра, внутренняя поверхность которого соосна наружной поверхности обрабатываемой детали. В этом случае для растачивания отверстия большого диаметра в детали используют запатентованное устройство [6]. Устройство содержит закрепляемую в резцедержателе станка полую оправку для установки резца, которая с помощью направляющих обеспечивает ее соосное перемещение по штоку в продольном направлении. При этом длина штока

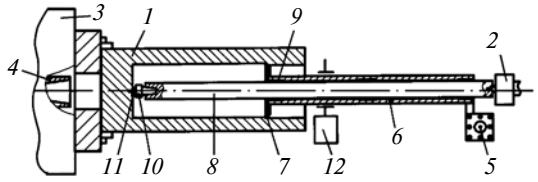


Рис. 3. Устройство для растачивания глубокого глухого отверстия большого диаметра

больше длины оправки. Один конец штока поджимается задним центром станка, другой конец штока с установленным в нем вращающимся центром упирается непосредственно в дно обрабатываемой детали. Между обрабатываемой деталью и задним центром станка для повышения жесткости конструкции и расположения на нем оправки в качестве дополнительной опоры может быть установлен люнет.

На рис. 3 показано устройство для растачивания глубокого глухого отверстия большого диаметра.

При растачивании глубокого глухого отверстия большого диаметра в обрабатываемой детали *1*, установленной на универсальном токарно-винторезном станке, в отверстие вводят шток *8* вместе с оправкой *6*, которая также может опираться на люнет *12*. Один конец штока *8* поджимают задним центром *2*, а другой конец штока с вращающимся центром *10* упирается в дно *11* глухого отверстия детали *1*. При этом оправка *6* закреплена в резцедержателе *5*, а в ней установлен резец *7*. Направляющие *9* позволяют оправке *6* с резцом *7* перемещаться вдоль штока *8*. После выставления в размер резца *7* и включения подачи осуществляют растачивание с обеспечением требуемых размеров и соосности обрабатываемого отверстия и наружной поверхности детали *1*. В конце, закрепляя в конусе Морзе по очереди разные инструменты и кольца, дорабатывают и оформляют дно глубокого глухого отверстия.

Таким образом, показано, что используя теоретические выкладки, хотя и не прямые, неопределенную задачу решили как обычную задачу механической обработки детали на стандартном токарном станке. Это стало возможным в результате преобразования скрытой базы заготовки плунжера путем введения стебля (штока) в его реальную базу. Кроме того, стебель (шток) эквидистантно повторяет базовые поверхности станка, создавая для оправки двойную направляющую базу.

Выполнена поставленная цель работы, так как общий процесс стал суммой элементарных известных операций. При этом деталь можно классифицировать как простую [7], а для простых деталей задача устранения негативной наследственности по избыточной массе решается даже при минимальной серийности.

Следует отметить, что приспособление для управления инструментом разрабатывали с таким расчетом, чтобы центровочное отверстие можно было получить не на токарном станке (например, при его занятости в данный момент), а на любом устройстве с вращателем, каких много на машиностроительных производствах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ушков С. С.** Отзывы на статьи Л. Б. Леонтьева "Принципы проектирования технологии восстановления и упрочнения деталей" // Металлообработка. 2004. № 2 (20). С. 39; "Методика проектирования технологического процесса восстановления деталей при необходимости обеспечения заданной надежности" // Металлообработка. 2004. № 3 (21). С. 35—39.

2. **Ящерицын П. И., Рыжов Э. В., Аверченков В. И.** Технологическая наследственность в машиностроении. Минск: Наука и техника, 1977. 256 с.

3. **Технологическая** наследственность в машиностроительном производстве / А. М. Дальский, Б. М. Базров, А. С. Васильев и др.; Под ред. А. М. Дальского. М.: Изд-во МАИ, 2000. С. 364 с.

4. **Ковка и штамповка:** Справочник. В 4 т // Т. 2. Горячая штамповка / Под ред. Е. И. Семенова. М.: Машиностроение, 1986. 592 с.

5. **Патент на полезную модель 97663 Рос. Федерация:** МПК B23 B41/02. Приспособление для управления инструментом при обработке днища глубокого глухого отверстия.

6. **Патент на полезную модель 69434 Рос. Федерация:** МПК B23 B29/00. Устройство для расточки глубоких отверстий.

7. **Справочник** технолога-машиностроителя. В 2 т. / Под ред. А. М. Дальского, А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова, А. Г. Суслова. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение-1, 2001. 912 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Пресса России" — индекс **27841**

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 7.05

А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук, И. Ю. МАМЕДОВА, канд. техн. наук, М. Л. СОКОЛОВА, д-р техн. наук, Н. Е. МИЛЬЧАКОВА, канд. техн. наук (Московский технологический университет), e-mail: albagachiev@yandex.ru

Промышленный дизайн и применение принципов универсальности при проектировании технических изделий

Рассмотрены исторические аспекты развития промышленного дизайна, принципы универсальности и особенности проектирования промышленных изделий.

Ключевые слова: промышленный дизайн, проектирование, универсальный дизайн.

The historical aspects of industrial design development, the principles of universality and industrial products engineering features are analyzed.

Keywords: industrial design, engineering, universal design.

Промышленный дизайн как самостоятельное направление выделилось только в XX в. Однако сегодня именно индустриальный дизайн формирует окружающую нас предметную среду. Основной задачей промышленного дизайна является определение экстерьера, функциональных и структурных особенностей оборудования и технических изделий. Его появление обусловлено производственными потребностями человека и ориентировано на массовое промышленное производство.

Началом отечественного промышленного дизайна можно считать открытие в 1920 г. Высших художественно-технических мастерских, одной из задач которых стала разработка принципов художественного конструирования на основании комплексного подхода к проектированию.

После Второй мировой войны умение делать промышленную продукцию эстетичным изделием стало одним из показателей уровня развития экономики.

В середине XX в. возникли новые задачи проектирования, связанные с системой оператор—машина, в которой последний элемент означал любое техническое устройство. Это было обусловлено стремительным развитием таких сложных транспортных средств, как летательные аппараты и автомобили, оснащенные системами управления. Обеспечение максимального удобства работы оператора было вызвано необходимостью повышения концентрации его внимания на длительный период для гарантированной безопасности работы технической системы.

В условиях низкой аппаратной поддержки, так как компьютерная техника только зарождалась, а автоматика требовала постоянного контроля оператора, требования по удобству взаимодействия оператора и машины решала эргономика. Для определения зон комфортного восприятия проводили многочисленные измерения и использовали аналоговые системы.

Области использования сложной техники постепенно расширялись, из рабочих пространств промышленных помещений технические изделия распространялись в бытовую среду. Система оператор—машина, для работы в которой человек приобретал специальные навыки и проходил обучение, трансформировалась в систему человек—машина, что подразумевает пользователя технического устройства без специальной подготовки. Это ставило перед разработчиками новые задачи, так как во многом взаимодействие человека с машиной должно было осуществляться интуитивно на основании классического подхода функция—форма. Инструмент дизайнера пополнился цветовыми акцентами, защитными кожухами, звуковыми сигналами, появились инструкции. Все чаще стали применять системы защиты техники от возможных ошибок пользователя.

Дальнейшее развитие промышленности и использование техники в быту породили новую задачу — необходимость в охране окружающей среды, что привело к расширению системы, а понятие "машина" было заменено на более общее понятие "изделие". В результате объектом исследований

стала система "человек — изделие — окружающая среда".

Развитие общества и совершенствование различных производств создали возможность включения во все сферы деятельности человека людей с ограниченными (временно или постоянно) возможностями, причем не как исключение, а как постоянное требование. Это стало началом универсального дизайна, решающего вопросы взаимодействия человека с инклюзивных позиций для большей части промышленной продукции.

Развитию универсального дизайна во многом способствовало активному использованию в быту электронной техники. Компьютеры, цифровые пульты управления и другие современные технологии сформировали новые требования к технической продукции. Расширилось понятие пригодность изделия к использованию. Теперь стало обязательным условием обеспечение для определенного пользователя применения изделия в указанных условиях для достижения установленных целей с требуемой результативностью и эффективностью [1]. Выполнение этого и определяет правильность и рациональность выбранных характеристик и, в частности, дизайна изделия.

Конкурентоспособность продукции в первую очередь устанавливает его практическое применение, в ходе которого определяется качество изделия не только по функциональности и работоспособности, но и по новизне, эстетичности, экологичности, удобству в эксплуатации.

Особенность XXI в. — высокие скорости во всем. Экономика и конкуренция на рынке требуют постоянного сокращения времени создания нового изделия и поставки его на производство. При этом появляется необходимость в быстром определении качества продукта. Использовать рынок для апробации правильности решений, как правило, дорого и требует значительного времени [2]. Рациональнее применять экспертизу, причем обязательно в системе "человек — продукт — окружающая среда".

Универсальный дизайн предполагает удобство применения изделия для всех категорий граждан без специальной адаптации и является важной составляющей доступной среды.

Основные принципы универсального дизайна [3, 4]:

равенство всех лиц в использовании создаваемого объекта;

простое и интуитивно понятное управление;

легкость в восприятии предлагаемой информации;

допустимость ошибок при пользовании;

наименьшие физические усилия при пользовании;

доступность в размерах и пространственной конфигурации;

возможность трансформации.

При разработке изделий необходимо стремиться получить объекты с универсальной эргономикой, при этом следует избегать резкого контраста с привычной обстановкой. Кроме того, изделие не должно привлекать внимание и восприниматься как специальный объект, разработанный исключительно для людей с ограниченными возможностями.

Для акцентирования внимания и выделения пространства в универсальном дизайне используют такие инструменты, как цвет и фактура.

Сегодня задачи проектирования и визуализации создаваемого объекта упрощают компьютерные технологии. Многочисленные графические программы и программы, позволяющие создавать объемные модели [5—7], повышают информативность, наглядность и упрощают анализ предложенных решений.

В Московском технологическом университете с учетом требований универсального дизайна были разработаны следующие проекты.

Остановка общественного транспорта (рис. 1, см. обложку). Зона остановки выделена тактильной плиткой. На передней части козырька навеса указывается название остановки. Под навесом на высоте 75 см от брусчатого покрытия имеется интерактивная панель с большими кнопками и надписями, выполненными шрифтом Брайля, при этом запрашиваемая информация озвучивается. Кроме того, установлено онлайн-табло, на котором указывается время до прибытия транспортного средства. Внутри навеса имеется нагревательный элемент, который используется в холодное время года, и видеокамера в качестве элемента противовандальной системы. Покатая крыша не позволяет накапливаться снегу. Расположение скамейки выбрано с учетом удобства инвалидов в креслах-колясках. Для удобства пассажиров со слабым зрением на стеклянные боковые панели нанесена желтая волнистая полоса.

Универсальный стеллаж (рис. 2, см. обложку). Разработка данного проекта велась на основании модернизации уже существующего стеллажа. Были изменены его размеры. Разработан механизм, изменяющий положение полок. Выполнены расчеты на прочность и надежность элементов конструкции с выбором материалов. Добавлены элементы, повышающие эргономичность изделия.

Для поиска оптимального варианта были проанализированы стеллажи различных конструкций и разного назначения (передвижные, архивные, сборные, разборные). Рассматривались стеллажи с возможностью изменения размеров полок, архи-

УДК 621.01

В. А. ПУХАЛЬСКИЙ, канд. техн. наук (Московский технологический университет),
e-mail: puhalya@mail.ru

Совершенствование терминологии в технологии машиностроения и металлообработке

На конкретных практических примерах показаны отдельные недостатки терминологии, принятой в технологии машиностроения и металлообработке. Предложены пути ее совершенствования.

Ключевые слова: структура, системный подход, технология машиностроения, терминология.

On a specific practical context the certain disadvantages of terminology, approved in manufacturing engineering and metal-working, are showed. The ways of its improvement are suggested.

Keywords: structure, system approach, manufacturing engineering, terminology.

Известно, что терминология определяет предметы и явления, тождественные в той или иной отрасли науки. Анализируя развитие терминологии в любой отрасли научного знания по теории шкал, можно сказать, что оно начинается с разработки терминов и использования для этого шкалы наименований в самом начале существования отрасли до использования шкалы отношений на пике ее развития. Следовательно, состояние развития знания о предмете той или иной отрасли науки можно представить, во-первых, по степени развитости применяемой в ней терминологии; во-вторых, по тому, как совершенствование терминологии способствует развитию самого знания о предмете. Конечная цель развития терминологии — точная и четкая идентификация предметов и явлений, сопровождающих все существование человечества, направленная на улучшение ориентации в окружающей действительности и рационализацию деятельности людей.

Существующая в настоящее время в технологии машиностроения и, в частности, в обработке резанием терминология представлена, по большей части, с использованием шкалы наименований [1],

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 84)

вные стеллажи с возможностью наращивания, цилиндрические витрины, вращающиеся вокруг своей оси.

Работа конструкции базируется на принципах работы лифта и конвейерной ленты, форма полок напоминает лопасти водяной мельницы.

Цветовое кодирование номеров маршрутов общественного транспорта поможет адаптироваться в городской среде людям со слабым зрением. Каждое транспортное средство предлагается окрашивать в соответствии с номером его маршрута. Стенды с расшифровкой цветовых кодов будут располагаться на всех остановках (рис. 3, см. обложку).

Сегодня дизайн определяет не только эстетику и художественную ценность изделия, при создании технической продукции выдвигаются требования по эргономичности, рациональности, универсальности, надежности. Поэтому при подготовке инженеров и технологов необходимо в учебный процесс вводить такие дисциплины, как "Дизайн" и "Технология художественной обработки материалов", знакомить их с основами проектирования универсальной среды и принципами универсального дизайна.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ Р 55236.2—2012.** Эргономика изделий повседневного использования. Ч. 2. Метод испытаний изделий с интуитивно понятным управлением.

2. **Соколова М. Л**. Современные проблемы направления "Технология художественной обработки материалов" // Российский технологический журнал. 2017. Т. 5. № 1. С. 50—56.

3. **Леонтьева Е. Г.** Доступная среда и универсальный дизайн глазами инвалида. Totlin Publisherg, 2013. С. 128.

4. **Лидвелл У., Холден К., Батлер Д.** Универсальные принципы дизайна. СПб.: Питер, 2012. С. 272.

5. **Мильчакова Н. Е.** Разработка дизайна логотипов с учетом сфер деятельности человека // Дизайн. Теория и практика. 2010. № 4. С. 53—64.

6. **Голубятников И. В., Мильчакова Н. Е.** Визуализация в дизайне // Дизайн. Теория и практика. 2012. № 10. С. 61—66.

7. **Мильчакова Н. Е., Коновалова Н. В.** Факторы, влияющие на дизайн-визуализацию логотипов и товарных знаков // Дизайн. Теория и практика. 2013. № 12. С. 106—117.

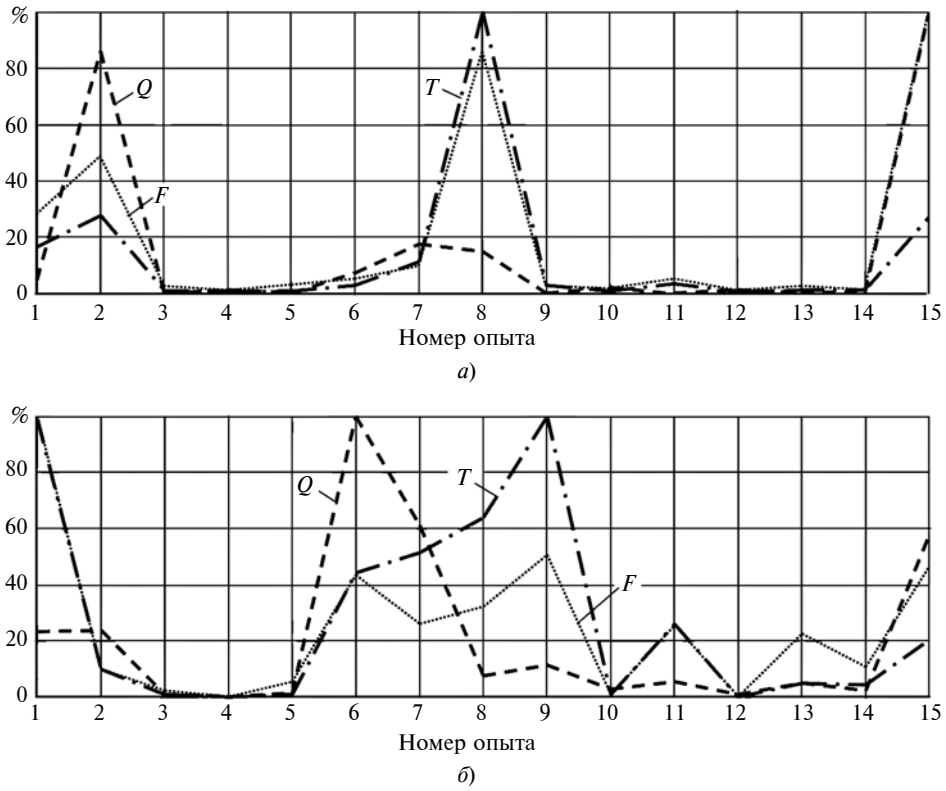


Рис. 1. Относительный уровень результатов 15 опытов, выполненных при существенно разных режимах резания и геометрии режущего лезвия торцевой однозубой фрезы ∅125 мм, оснащенной композитом 01, при симметричном фрезеровании чугунных заготовок шириной 90 мм [3] и критериях отказа R_a = 0,49 (*а*) и 1,25 (*б*):

T — время работы фрезы до отказа; *F* — площадь поверхности, обработанной за время *T*; *Q* — объем припуска, снятого за время *T*

т. е. термины даются без какой-либо увязки (упорядочения) между собой.

Рассмотрим некоторые недостатки существующей терминологии на двух практических примерах.

В области обработки материалов резанием за много десятилетий сформировалось мнение, что определяющим показателем качества режущего инструмента является стойкость. Однако исследователи часто подменяют временные единицы, оговоренные в определении этого показателя, другими единицами измерения, такими как число обработанных деталей, объем снятого припуска, площадь обработанной поверхности и т. д. Наиболее интересными являются, пожалуй, объем снятого припуска и площадь обработанной поверхности, так как, по мнению М. И. Юликова [2], эти параметры отражают назначение чернового и чистового режущего инструментов соответственно, а следовательно, являются их целевыми параметрами. Кроме того, все более широко трактуется критерий, который характеризует предельное состояние режущего инструмента. Под этим критерием имеется в виду время работы инструмента до отказа, а в более широком смысле — работа до отказа системы СПИД (станок — приспособление — инструмент — деталь).

Рассмотрим представленные на рис. 1 практические результаты одних и тех же 15 опытов с разных позиций [3]. Анализ показывает количественные (разный относительный уровень в каждом отдельном опыте разных критериев оценки — *Q*, *F*, *T*) и качественные (лучший, т. е. наибольший относительный уровень результата, который имеют разные опыты) отличия результатов. Можно сказать: во-первых, такая вольная интерпретация размерности вместо принятой в определении термина "стойкость" — недопустима; во-вторых, необходимо уточнить понятие "предельно допустимый износ" (а точнее, чем определяется этот предел); в-третьих, и наверное, самое главное, что время работы инструмента не является целевым параметром, отражающим назначение инструмента.

Второй пример (рис. 2) иллюстрирует факт различия результатов при анализе одних и тех же статистических данных о качественном составе отказов инструмента [4]. Видим, что данные о конечном состоянии инструмента, полученные при его рассмотрении на разных уровнях конструкции, значительно отличаются. Это свидетельствует о том, что при подходе к анализу практических данных об оцениваемых объектах необходимо знать, на каком структурном уровне осуществляется оцен-

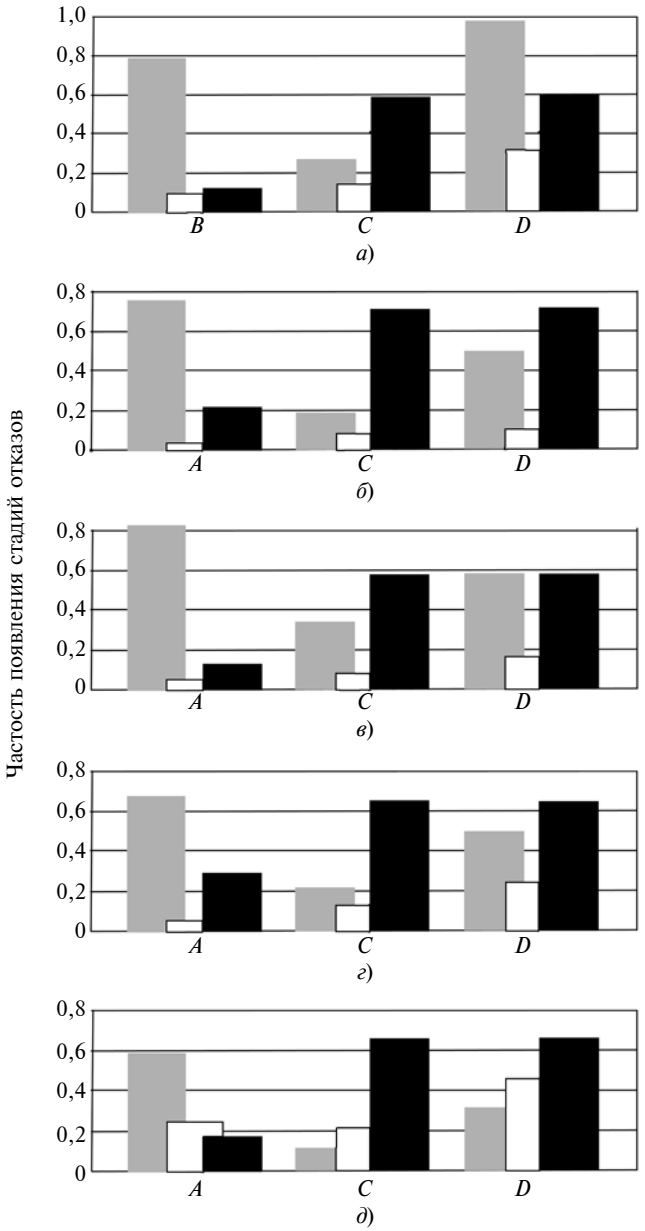


Рис. 2. Частость появления разных стадий отказов при анализе инструментов на уровнях [4] режущей части (*A*), рабочего элемента (*B*) и рабочей части (*C*); частость появления на рабочей части разных стадий отказов режущей части для *б*, *в* и *г* и режущего элемента для *д* (*D*):

а—д — варианты конструкции торцевых фрез; стадии отказов: ▭ — первая, ▭ — вторая, ▬ — третья

ка, т. е. иметь четкое представление о структуре этих объектов.

Более подробный анализ существующей в технологии машиностроения и обработке резанием терминологии дан в работе [1]. Он выявил множество противоречий и нестыковок в представлениях об объектах данных отраслей знаний. При разработке существующей терминологии по большей части был использован малоэффективный способ определения перечня терминов путем простого перечисления всего, что известно специалистам в этой области знаний. Было установлено, что это приводит к дублированию терминов в разных стандартах и не дает уверенности в отражении терминологией данной области знаний в полном объеме.

Автор предлагает новый подход к анализу существующей терминологии, основанный на априорных знаниях о структурном строении как самого объекта, так и его окружения. Представление о структуре позволяет построить локальные классификации рассматриваемых объектов. Априорную информацию о структуре рассматриваемого объекта позволяют иметь разработанные обобщенные структурные модели [5]. Такое знание позволяет упорядочить существующую терминологию и, как минимум, перейти от шкалы наименований к шкале порядка [1].

Таким образом, можно заключить, что для совершенствования терминологии, существующей в технологии машиностроения и обработке резанием, следует применить системный подход, который должен предусматривать:

во-первых, рассмотрение всего комплекса существующей терминологии (терминологических стандартов) во взаимосвязи;

во-вторых, иметь четкое представление о структуре как самих анализируемых объектов, так и их окружения;

в-третьих, при совершенствовании терминологии постоянно иметь в виду, что целью терминологии является точная и четкая идентификация тех предметов и явлений, которые сопровождают существование человечества.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пухальский В. А.** Актуальные вопросы терминологии в технологии машиностроения // Прогрессивные машиностроительные технологии, оборудование и инструменты: Коллективная монография / Под ред. А. В. Киричека. Т. IV. М.: Издательский дом "Спектр", 2014. С. 142—174.

2. **Юликов М. И.** Классификация режущего инструмента. М.: ВНИИ, ЦИНТИАМ, 1960. 56 с.

3. **Пухальский В. А., Забельян Д. М.** Анализ подходов к оценке качества режущего инструмента // Прогрессивные машиностроительные технологии, оборудование и инструменты: Коллективная монография / Под ред. А. В. Киричека. Т. VI. М.: Издательский дом "Спектр", 2015. С. 208—267.

4. **Пухальский П. В., Пухальский В. А.** Анализ статистических данных о состоянии торцовых фрез после их эксплуатации // СТИН. 2011. № 4. С. 9—13.

5. **Албагачиев А. Ю., Пухальский В. А.** Структурный подход к анализу объектов при оценке их качества // Прогрессивные машиностроительные технологии, оборудование и инструменты: Коллективная монография / Под ред. А. В. Киричека. Т. I. М.: Издательский дом "Спектр", 2013. С. 80—104.