ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

6

2009

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

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

Адрес редакции:

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

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

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

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., Алешин Н.П., Братухин А.Г., Воронцов А.Л., Гусейнов А.Г., Дмитриев А.М. (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.**, **Древаль А.Е.** (председатель секции технологии машиностроения), **Дроздов Ю.Н.** (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А., Омельченко И.Н.** (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф., Попов Д.Н., Рыбин В.В., Салтыков М.А., Трегубов Г.П., Цыганкова И.А.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Сидоров П. Г., Крюков В. А., Плясов А. В., Пашин А. А., Ширяев И. А. — Синтез внутренних эвольвентных зацеплений планетарных передач 3
Бугов А. У., Егожев А. М., Полищук Е. А. — Уточненный расчет ответственных резьбовых соединений деталей при совместном нагружении 8
Вальехо Мольдонадо П. Р., Гришин Д. К. — Автоматизация расчета износа шатунной шейки коленчатого вала четырехтактного рядного двигателя 11
Уткин В. С. — Определение надежности консольного вала конической зубчатой передачи при ограниченной статистической информации о базовых параметрах . 14
Красильников А. Я., Красильников А. А. — Определение крутящего момента цилиндрической магнитной муфты 16
Матлин М. М., Мозгунова А. И., Стариков А. А. — Оценка нагрузочной способности деталей при первоначальном точечном контакте 19
Шарков О. В., Калинин А. В. — Исследование кинематических характеристик импульсных вариаторов 21
Муницын А. И. — Пространственные колебания консольного стержня из нелинейно-упругого материала 24
Орлова А. М., Артамонов Е. И. — Влияние конфигурации фрикционных клиньев гасителя колебаний на ходовые качества грузового вагона 28
Емелин В. И., Азеев А. А. — Тяговые свойства установок для бестраншейного ремонта трубопроводов с помощью комбинированного рукава 32
Цыбулько А. Е., Киселев А. Г., Кравченко Е. В., Романенко Е. А., Козлов П. Н. — Позиционирование армирующих элементов в связующем материале на основании определения компонентов натурального критерия прочности. 35
Сазонов В. Г. — Оценка жесткостных характеристик полиуретана при различных условиях нагружения 37
Якупов Н. М., Нуруллин Р. Г., Якупов С. Н. — Методология исследования механических свойств тонких пленок и нанопленок 44
Ванчиков В. Ц. — Течение жидкости в зоне действия сил адгезии твердого тела . . 48

Щерба В. Я., Екименко А. Н., Колдаева С. Н., Колдаев О. Ю. — Композиционные материалы триботехнического назначения на основе древесины, базальтового, углеродного и полиоксадиазольного волокон и применение их в узлах трения тепловозов и сельскохозяйственной техники 52

Цикл статей

"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

Петухов А. Н. — Фреттинг-коррозия и фреттинг-усталость в малоподвижных соединениях авиационных ГТД и ЭУ 56
Лернер Ю. Н. — Корреляция между структурой атомной решетки твердых тел и трением 60

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Петрушин С. И., Губайдулина Р. Х., Баканов А. А., Махов А. В. — Геометрический анализ конструкций сборных режущих инструментов со сменными многогранными пластинами 64
Ветров С. И., Чернянский П. М., Шабанов В. В. — Оптимизация координат зоны резания токарных станков 71
Ушаков А. Е. — Подача материалов на сборочный конвейер по фиксированному объему 74

Обработка материалов без снятия стружки

Воронцов А. Л. — Теория осадки малопластичных материалов без обжатия бандажирующих пластичных оболочек. 78
Герасимов В. Я., Парышев Д. Н., Герасимова О. В. — Оценка упрочняющего эффекта при волочении стальных прутков по изменению электропроводности металла 82

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Плетнева Н. П. — О факторах, влияющих на результативность систем менеджмента качества в России 84
Федоров В. К., Епанешникова И. К. — О сущности и специфике организации инновационного производственного процесса 87

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Мамити Г. И., Мельников А. С., Шаппо В. М. — Новые конструкции дисковых тормозов с винтовым нажимом 88
Захаров С. И. — Периодичность выхода из строя подшипников качения и влияние эксплуатационных свойств смазочного материала на характеристики их вибрации 91
Мальцев И. М., Седунов А. Н. — Программный комплекс "Сталь" 92
Иванов А. Н. — Выставка "Упаковка/Упакиталия-2009" 94
Вниманию читателей 13, 83

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Sidorov P. G., Kryukov V. A., Plyasov A. V., Pashin A. A., Shiryaev I. A. — Synthesis of internal involute gearings of the planetary drives
Bugov A. U., Egozhev A. M., Polishchuk E. A. — Improved calculation of responsible threaded joints of details at combined loading
Val'ekho Mol'donado P. R., Grishin D. K. — Automated calculation of the wear-out of a crankshaft's crankpin of a four-cycle in-line engine
Utkin V. S. — Determination of a cantilevered shaft's reliability of a bevel gearing at limited statistical information relative to the basic parameters
Krasil'nikov A. Ya., Krasil'nikov A. A. — Determination of a cylindrical magnetic clutch's torsion torque
Matlin M. M., Mozgunova A. I., Starikov A. A. — Estimation of the detail's load-carrying capacity at initial localized contact
Sharkov O. V., Kalinin A. V. — Investigation of kinematic characteristics of pulse variators
Munitsyn A. I. — Spatial oscillations of a cantilever bar made of a nonlinearly-elastic material
Orlova A. M., Artamonov E. I. — Influence of the friction wedges configuration of shock absorber on the ride performance of a freight car
Emelin V. I., Azeev A. A. — Traction ability of the facilities for the trenchless maintenance of pipelines with the help of combined pipe
Tsybul'ko A. E., Kiselev A. G., Kravchenko E. V., Romanenko E. A., Kozlov P. N. — Positioning of the reinforcing elements in a bonding material based on determination of the natural strength condition components
Sazonov V. G. — Evaluation of the rigidity characteristics of polyurethane at different loading conditions
Yakupov N. M., Nurullin R. G., Yakupov S. N. — An investigation methodology of stress-strain properties of thin films and nanofilms
Vanchikov V. Ts. — A fluid flow in the service area of adhesive strengths of a rigid body
Shcherba V. Ya., Ekimenko A. N., Koldaeva S. N., Koldaev O. Yu. — Composite materials of tribotechnical destination, based on the wood, basalt, carbon, and polyoxadiasol fibers, and their use in the friction units of the diesel locomotives and agricultural technique

Series of articles

"Problems of tribology — friction, wear and lubrication"

Petukhov A. N. — Fretting-corrosion and fretting-fatigue in slow-moving joints of the aircraft gas turbine engines and electrical installations
Lerner Yu. N. — Correlation between an atomic lattice structure of rigid bodies and a friction

MANUFACTURING ENGINEERING

Petrushin S. I., Gubaydulina R. Kh., Bakanov A. A., Makhov A. V. — Geometrical analysis of designs of the precast cutting tools with replaceable polyhedral plates
Vetrov S. I., Chernyansky P. M., Shabanov V. V. — An optimization of cutting area coordinates of the turning lathes
Ushakov A. E. — Feed-motion of materials on an assembly conveyor per fixed volume

Chipless materials working

Vorontsov A. L. — Yielding theory of low-plastic materials without squeezing of shrouding plastic envelopes
Gerasimov V. Ya., Paryshev D. N., Gerasimova O. V. — Evaluation of a strengthening effect at dragging of iron bars per the change of the metal conductance

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Pletneva N. P. — On the factors influencing upon the quality management systems effectiveness in the Russia
Fedorov V. K., Epaneshnikova I. K. — On the essence and organization specificity of the innovation manufacturing process

TECHNICAL INFORMATION

Mamiti G. I., Mel'nikov A. S., Shappo V. M. — New designs of disk brakes with screw pressure
Zakharov S. I. — An outage periodicity of frictionless bearings and influence of a lubricant operating ability on their vibration characteristics
Mal'tsev I. M., Sedunov A. N. — A program complex for choice of engineering steel grade
Ivanov A. N. — The "Upakovka/UpakItaliya-2009" exhibition
To reader's attention

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *О. А. Ефремова*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 03.04.2009. Подписано в печать 18.05.2009.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 13,17. Заказ 438.

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

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2009

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.833.16

П. Г. СИДОРОВ, В. А. КРЮКОВ, доктора технических наук,
А. В. ПЛЯСОВ, А. А. ПАШИН, кандидаты технических наук,
И. А. ШИРЯЕВ (Тульский государственный университет)

Синтез внутренних эвольвентных зацеплений планетарных передач

Изложены фрагменты новой системы расчета геометрии внутренних эвольвентных зацеплений в структуре многопоточных силовых трансмиссий, в которой рабочее и станочные зацепления рассматриваются как единая многомерная система с комплексом геометрических параметров. В качестве выходных параметров синтеза новая система наряду с коэффициентами смещения рассматривает коэффициенты радиальных зазоров, что придает ей универсальный характер и расширяет область решения задачи синтеза, особенно в структуре тяжело нагруженных трансмиссий.

Ключевые слова: планетарная передача, внутреннее эвольвентное зацепление, многопоточная силовая трансмиссия, геометрический синтез, коэффициент радиальных зазоров, визуализация зацеплений.

Fragments of a new calculation system of internal involute gearings in a structure of multiflow gearings are formulated, where the working and machining gearings are considered as united many-dimensional system with a complex of geometrical parameters. The new system considers the radial clearance factors along with the offset ratio as out parameters of the synthesis, and due to that it has a versatile character and extends the solution region of the synthesis problems, especially in the structure of heavily loaded transmissions.

Keywords: planetary drive, internal involute gearing, multiple-stream power train, geometrical synthesis, radial clearance factor, gearings visualization.

Одним из приоритетных направлений создания высокоэнерговооруженных машин нового поколения является внедрение в их структуру многопоточных зубчатых трансмиссий с выпукло-вогнутым контактом элементов зацепления [1]. Эти трансмиссии обладают повышенной нагрузочной способностью, пониженными скоростями скольжения в зацеплениях, возможностью реализации передаточных отношений в широком диапазоне (от 15 до 150 и более) в одном типоразмере при малых габаритах и металлоемкости, повышенной жесткостью вследствие передачи энергии несколькими параллельными потоками.

Однако несмотря на явные преимущества и положительный опыт применения этих передач, в машиностроительной промышленности по-прежнему наблюдается осторожное внедрение выпукло-вогнутого контакта в силовые зубчатые трансмиссии современных машин. Это объясняется, с одной стороны, сложностью синтеза внутренних эвольвентных зацеплений, для выполнения которого требуется решение системы нелинейных уравнений и неравенств большой размерности, а с другой — отсутствием четких рекомендаций по выбору коэффициентов смещений и допустимых значений входных параметров синтеза для реальных силовых передач, ограниченной областью решения задачи синтеза, отсутствием современного инструментария для решения, что вынуждает конструктора использовать метод подбора. Особенно сложной становится задача синтеза при малой разности чисел зубьев колес. В действующих методах расчета [1—6], особенностью которых является обеспечение стандартных радиальных зазоров в зацеплениях, величина которых связана эмпирической зависимостью с принимаемыми коэффициентами смещения, множество решений задачи синтеза работоспособного внутреннего зацепления с удовлетворительными качественными показателями часто оказывается "пустым".

Выполненные нами исследования влияния параметров инструмента, коэффициентов смещений и коэффициентов радиальных зазоров на геометрические параметры передачи и ее качественные показатели показывают, что изменения коэффициентов радиальных зазоров существенно расширяют области существования решений задач синтеза [1]. Это послужило основанием для разработки нового метода расчета и программного обеспечения синтеза внутренних эвольвентных зацеплений [1] в структуре многопоточных, в том числе и планетарных, трансмиссий.

Предлагаемая новая система расчета рассматривает рабочее и станочные зацепления в рядовом зубчатом механизме как две подсистемы единой многомерной

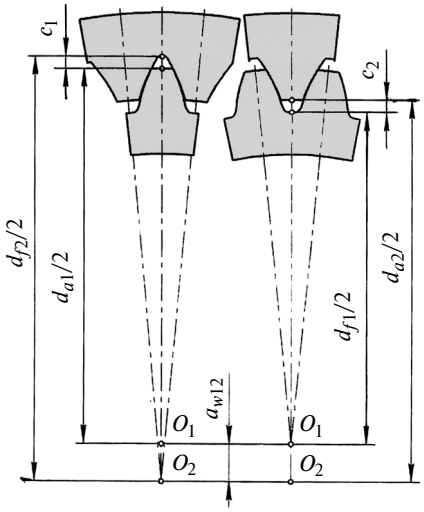


Рис. 1. Радиальные зазоры в рабочем зацеплении

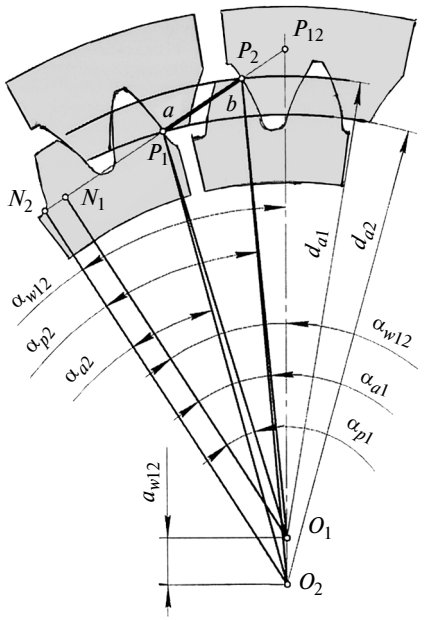


Рис. 2. Расчетная схема к определению коэффициента торцевого перекрытия

системы с единым комплексом входных параметров (рис. 1):

$$\left.\begin{aligned} d_{a1} &= 2(a_{w02} - a_{w12}) + \\ &+ d_{a0} - 2c_1^* m; \\ d_{a2} &= 2(a_{w01} + a_{w12}) - \\ &- d_{a0} + 2c_2^* m. \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Здесь c_1^*, c_2^* — коэффициенты варьируемых радиальных зазоров в рабочем зацеплении шестерни и колеса; d_{a0} — диаметр окружностей вершин зубьев долбяка (ГОСТ 9323—79) или фрезы (ГОСТ 9324—80); a_{w12}, a_{w01}, a_{w02} — межосевые расстояния в рабочем и станочных зацеплениях соответственно:

$$\left.\begin{aligned} a_{w12} &= \frac{m(z_2 - z_1)\cos\alpha}{2\cos\alpha_{w12}}; \\ a_{w01} &= \frac{m(z_1 + z_0)\cos\alpha}{2\cos\alpha_{w01}}; \\ a_{w02} &= \frac{m(z_2 - z_0)\cos\alpha}{2\cos\alpha_{w02}}, \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

где $\alpha = 20^\circ$ — угол профиля исходного контура инструмента; α_{w12}, α_{w01} и α_{w02} — углы зацепления в рабочем и станочных зацеплениях:

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{inv}\alpha_{w12} &= \mathrm{inv}\alpha + 2\frac{x_2 - x_1}{z_2 - z_1}\mathrm{tg}\alpha; \\ \mathrm{inv}\alpha_{w01} &= \mathrm{inv}\alpha + 2\frac{x_1 + x_0}{z_1 + z_0}\mathrm{tg}\alpha; \\ \mathrm{inv}\alpha_{w02} &= \mathrm{inv}\alpha + 2\frac{x_2 - x_0}{z_2 - z_0}\mathrm{tg}\alpha. \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Из системы уравнений (1) легко просматривается взаимосвязь между значениями d_{a1}, d_{a2}, c_1^* и c_2^*, причем свойственная только рабочему зацеплению. Это позволяет сделать вывод, что изменением радиальных зазоров в рабочих зацеплениях можно влиять на значения их качественных параметров. К сожалению, действующие системы расчетов не используют эту возможность [1—6].

Системы уравнений (1)—(3) представляют собой *математическую модель* новой системы расчета геометрии внутреннего зацепления. Из нее следует, что на геометрические показатели качества внутреннего зацепления влияют пять варьируемых параметров — x_1, x_2, x_0, c_1^*, c_2^*, а, следовательно, соответствующая методика их назначения гарантирует геометрический синтез зацеплений с наперед заданными показателями качества при выполнении следующих ограничений:

по плавности работы — коэффициенту ε_α торцевого перекрытия (рис. 2):

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1(\mathrm{tg}\alpha_{a1} - \mathrm{tg}\alpha_{w12}) - z_2(\mathrm{tg}\alpha_{a2} - \mathrm{tg}\alpha_{w12})}{2\pi},$$

$$1{,}2 < \varepsilon_\alpha \leqslant 1{,}4 \div 1{,}45;$$

по отсутствию заострения зубьев — ограничению толщины зубьев по поверхности вершин шестерни (s_{a1}) и колеса (s_{a2}):

$$s_{a1} = d_{a1}[(\pi/2 + 2x_1\mathrm{tg}\alpha)/z_1 - \mathrm{inv}\alpha_{a1} + \mathrm{inv}\alpha] \geqslant 0{,}4m;$$

$$s_{a2} = d_{a2}[(\pi/2 + 2x_2\mathrm{tg}\alpha)/z_2 + \mathrm{inv}\alpha_{a2} - \mathrm{inv}\alpha] \geqslant 0{,}4m;$$

по отсутствию интерференции первого рода — заклиниванию головок зубьев шестерни во впадинах колеса (рис. 3):

$$\alpha_{p1} \geqslant \alpha_{l1}; \quad \alpha_{p2} \leqslant \alpha_{l2}, \quad (5)$$

где α_{l1}, α_{l2} — углы граничной точки профиля зуба шестерни и колеса:

$$\mathrm{tg}\alpha_{l1} = \mathrm{tg}\alpha_{w01}\left(1 - \frac{z_0}{z_1}\right) + \frac{z_0}{z_1}\mathrm{tg}\alpha_{a0};$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{l2} = \mathrm{tg}\alpha_{w02}\left(1 - \frac{z_0}{z_2}\right) + \frac{z_0}{z_2}\mathrm{tg}\alpha_{a0};$$

по отсутствию интерференции второго рода — встречи вершин зубьев (рис. 4), угол δ_{12} в рабочем зацеплении должен быть больше или равен допускаемому его зна-

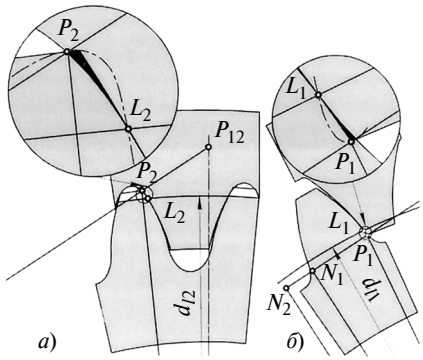


Рис. 3. Интерференции первого рода в рабочем зацеплении у ножек зубьев колеса (*а*) и шестерни (*б*)

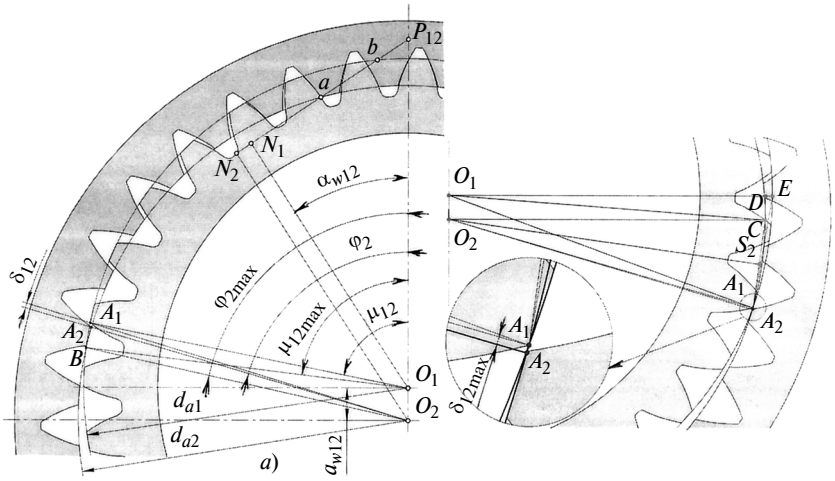


Рис. 4. Определение угла δ_{12} при $\mu_{12max} < 90°$ (*а*) и $\mu_{12max} > 90°$ (*б*)

чению $[\delta_{12}]$ и определяться по одному из двух уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &\delta_{12} = \varphi_2 - \\ &-\arcsin\left(\sin\mu_{12max}\frac{d_{a1}}{d_{a2}}\right) \geqslant \\ &\geqslant [\delta_{12}] \text{ при } \mu_{12max} < 90°; \\ &\delta_{12} = \varphi_2 - \pi + \\ &+ \arcsin\left(\sin(\pi - \mu_{12max})\frac{d_{a1}}{d_{a2}}\right) \\ &\geqslant [\delta_{12}] \text{ при } \mu_{12max} > 90°. \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

Здесь

$$\mu_{12max} = \arccos\frac{d_{a2}^2 - d_{a1}^2 - 4a_{w12}^2}{4a_{w12}d_{a1}} -$$

угол, определяющий зону, вне которой срезание зубьев по интерференции второго рода заведомо исключено (см. рис. 4); $\varphi_{2max} = \mu_{12max}z_1/z_2 + \gamma_{12}$ — угловая координата зуба колеса при $\mu_{12} = \mu_{12max}$, где $\gamma_{12} = \text{inv}\alpha_{a1} \times z_1/z_2 - \text{inv}\alpha_{a2} + (1 + z_1/z_2)\text{inv}\alpha_{w12}$ — вспомогательная величина;

по отсутствию срезания зубьев колес переходной кривой зубьев долбяка:

$$\alpha_{l0} \leqslant \alpha_{p01}; \quad \alpha_{l0} \leqslant \alpha_{p02}, \qquad (6)$$

где α_{l0} — угол граничной точки долбяка:

$$\text{tg}\alpha_{l0} = \text{tg}\alpha - 4(h_{a0}^* + c_0^* + x_0)/(z_0\sin2\alpha);$$

α_{p01}, α_{p02} — углы нижней точки активного профиля долбяка для шестерни и колеса:

$$\text{tg}\alpha_{p01} = \text{tg}\alpha_{w01}\left(1 + \frac{z_1}{z_0}\right) - \frac{z_1}{z_0}\text{tg}\alpha_{a1};$$

$$\text{tg}\alpha_{p02} = \text{tg}\alpha_{w02}\left(1 + \frac{z_2}{z_0}\right) - \frac{z_2}{z_0}\text{tg}\alpha_{a2};$$

по отсутствию подрезания зубьев шестерни и колеса долбяком в станочном зацеплении:

$$\alpha_{l1} \geqslant 0, \quad \alpha_{l2} \geqslant 0; \qquad (7)$$

по отсутствию интерференции второго рода в станочном зацеплении:

$$\delta_{02} = \mu'_{02} \cdot z_0/z_2 - \\ - \arcsin(\sin\mu'_{02} \cdot d_{a0}/d_{a2}) + \\ + \gamma_{02} > 0, \qquad (8)$$

где $\gamma_{02} = \text{inv}\alpha_{a0} \cdot z_0/z_2 - \text{inv}\alpha_{a2} + (1 - z_0/z_2)\text{inv}\alpha_{w02}$ — вспомогательная величина; μ'_{02} — значение угловой координаты зуба колеса — минимум функции δ_{02}:

$$\mu'_{02} = \\ = \arccos\sqrt{\left[\left(\frac{d_{a2}}{d_{a0}}\right)^2 - 1\right] \Big/ \left[\left(\frac{z_2}{z_0}\right)^2 - 1\right]};$$

по коэффициенту $K_{п12}$ пересопряжения зубьев колеса и шестерни — окончанию двухпарного зацепления, должно выполняться неравенство (см. рис. 2)

$$K_{п12} = \frac{d_{b1}(\text{tg}\alpha_{w12} - \text{tg}\alpha_{a1})}{2\pi m\cos\alpha} = \\ = \frac{bP_{12}}{p_b} \leqslant [K_{п12}] = 1{,}0; \qquad (9)$$

по углу зацепления α_{w12}, характеризующему КПД передачи:

$$15° \leqslant \alpha_{w12} \leqslant 30°. \qquad (10)$$

На основе предложенной системы расчета (1) ÷ (11) разработаны программа расчета геометрии внутреннего эвольвентного зацепления (рис. 5) и визуализация спроектированного на его основе зацепления в виде отдельного трехзвенного механизма (рис. 6). Они позволяют не только получать значения геометрических параметров и качественных показателей, но и сравнивать эти показатели качества для двух, трех и более зацеплений между собой при разных вариантах входных параметров для оптимизации проектируемой конструкции передачи.

В помощь конструктору для назначения выходных параметров синтеза x_1, x_2 при фиксированных дискретно задаваемых коэффициентах c_1, c_2 разработано программное обеспечение, позволяющее строить дискретное множество областей существования решения задачи синтеза при фиксированных значениях коэффициентов радиальных зазоров колес в заданных диапазонах (рис. 7) [7]. Объединение полученных множеств дает полную область существования решения задачи синтеза, как показано на рис. 7. Этот пример, судя по площадям полученных областей и по их расположению, ярко отражает преимущество предлагаемой системы расчета особенно при малой разности чисел зубьев колес.

Новая система расчета расширяет возможности конструктора по рациональному назначению коэффициентов смещения и радиальных зазоров проектируемой передачи с выпукло-вогнутым контактом элементов зацепления и дает в руки конструктора универсальный инструментарий по их назначению. При окончательном выборе параметров проектируемой передачи с внутренним зацеплением конструктору необходимо руководствоваться

критериями энерго- и ресурсосбережения и экономическими соображениями, действующими в отрасли, в которой будут использоваться передача.

Для расширения возможностей при проектировании многопоточных передач с выпукло-вогнутым контактом элементов зацепления в структуре силовых приводов ниже в качестве примера рассматривается силовая трансмиссия с одним внешним и двумя внутренними зацеплениями, известная в технической литературе как планетарная передача $3k_{ae}^{b}$ [по классификации проф. В. Н. Кудрявцева [8] (рис. 8, *а*)]. Она позволяет воспроизводить передаточные отношения в пределах $20 \leqslant u_{ae}^{b} \leqslant 200$ при КПД $0{,}95 \geqslant \eta_{ae}^{b} \geqslant 0{,}70$ и относится к пятизвенным зубчатым механизмам в односателлитном исполнении (см. рис. 8, *а*), содержащим: малое центральное колесо *a* с внешними зубьями; два больших центральных колеса *b* и *e* с внутренними зубьями, одно из которых (*b*) — неподвижное, играет роль опорного, а второе (*e*) — выходное звено; венцы сателлита *g* и *f*, попарно жестко связанные между собой в двухвенцовую конструкцию *gf*; водило *h*. Зубчатые звенья этой передачи, зацепляясь между собой, образуют две связанные силовые планетарные многопоточные ступени по схеме $2k-h$. каждая. Входное малое центральное колесо *a*, венцы *g* сателлитов *gf*, большое опорное центральное колесо *b* и водило *h* образуют быстроходную ступень с одним силовым входом *a* и двумя (силовым *gf* и кинематическим *h*)

ФОРМИРОВАНИЕ ВНУТРЕННЕГО ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ						
ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ				Обозначение	Шестерня(1)	Колесо(2)
Модуль зацепления, мм				m	5	
Число зубьев				z	32	35
Коэффициент	смещения			x	0,3	0,55
	радиального зазора			c^*	0,65	0,5
РЕЖУЩИЙ ИНСТРУМЕНТ				-	Фреза	Долбяк
Число зубьев				z_0	-	20
Коэффициент смещения				x_0	-	0,1
Диаметр окружности, мм	делительной			d_0	127,5	100
	вершин зубьев			d_{a0}	140	113,5
ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ				-		
Угол зацепления в рабочем зацеплении, °				α_{w12}	33,285	
Межосевое расстояние в рабочем зацеплении, мм				a_w	8,431	
Диаметр окружности, мм	делительной			d	160	175
	основной			d_b	150,351	164,446
	начальной			d_w	179,855	196,716
	впадин зубьев			d_f	150,3	192,357
	вершин зубьев			d_a	168,996	172,162
Высота зубьев, мм				h	9,348	10,098
Толщина зуба по делительной окружности, мм				s	8,946	5,852
Основной шаг зацепления, мм				p_b	14,761	14,761
Межосевое расстояние в станочном зацеплении, мм				a_{w0}	145,15	39,429
Угол зацепления в станочном зацеплении, °				α_{w0}	22,157	26,654
КАЧЕСТВЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ						
Условия		Выполнение		Обозначение	Шестерня(1)	Колесо(2)
Рабочее зацепление				-		
Коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha \geq 1{,}2$		Да		ε_α	1,201	
Отсутствие	заострения зубьев $s_a \geq 0{,}4m$	Да(1)	Да(2)	s_a	5,368	4,807
	подрезания зубьев $\alpha_l \geq 0°$	Да(1)	Да(2)	α_l	13,406	31,057
Отсутствие интерференции	первого рода (подрезание зубьев) $\alpha_{l1} \leq \alpha_{p1}$, $\alpha_{l2} \geq \alpha_{p2}$	Да(1)	Да(2)	α_p	15,504	27,722
	второго рода (вершин зубьев) $\mu_{12} \geq 90°$	Да		μ_{12}	81,973°	
	$\delta_{12} \geq 0{,}3°$	Да		δ_{12}	0,418°	
Расстояние от точки b до P_{12}, мм				bP_{12}	10,77	
Отношение расстояния bP_{12} к p_b					0,73	
Станочное зацепление				-		
Отсутствие срезания вершин зубьев переходной кривой зуба долбяка $\alpha_{l0} \leq \alpha_{p0}$		Да(1)	Да(2)	α_{l0} α_{p0}	-3,21 13,366	-3,21 9,418
Отсутствие срезания вершин зубьев при радиальной подаче долбяка $\delta_{02} \geq 0{,}5°$		Да		δ_{02}	0,816°	
ПАРАМЕТРЫ КОНТРОЛЯ				Обозначение	Шестерня	Колесо
Общая нормаль, мм				W	69,69	70,755
при расчетном числе зубьев				z_n	5	5
Толщина по хорде, мм				s_y	9,187	9,26
при высоте до хорды, мм				h_{ay}	5	5
Размер по роликам, мм				M	176,824	165,344
при диаметре ролика, мм				D	9,317	9,317

Рис. 5. Листинг расчета геометрии внутреннего эвольвентного зацепления

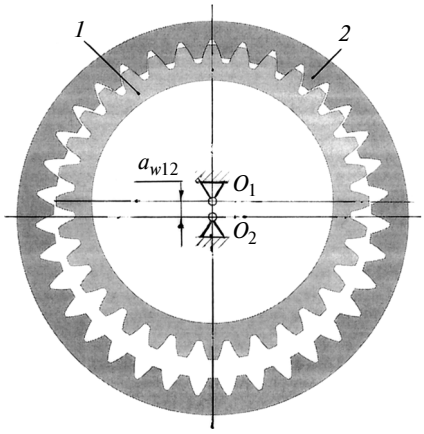


Рис. 6. Визуализация внутреннего зацепления шестерни (z_1 = 32) и колеса (z_2 = 35)

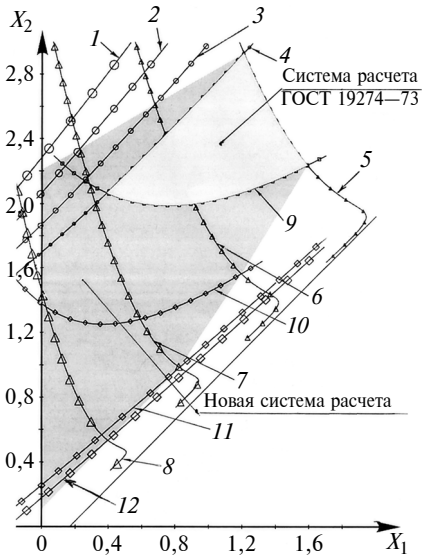


Рис. 7. Области существования решения задачи синтеза по действующей и новой системам расчета для зацепления "32—35":
линии *1—4* — $S_a = 0{,}2m$; $c_1 = c_2 = 0{,}55m$ (*1*), $0{,}45m$ (*2*), $0{,}35m$ (*3*), $0{,}25m$ (*4*); линии *5—8* — $\varepsilon_\alpha = 1{,}2$; $c_1 = c_2 = 0{,}25m$ (*5*), $0{,}35m$ (*6*), $0{,}45m$ (*7*), $0{,}55m$ (*8*), линии *9—12* — $\delta_{12} = 0$; $c_1 = c_2 = 0{,}25$ (*9*), 0,35 (*10*), 0,45 (*11*), 0,55 (*12*)

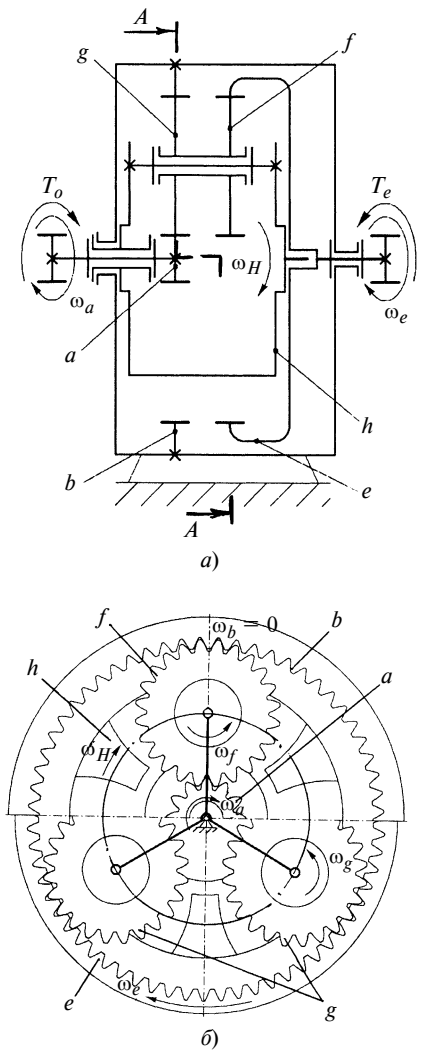


Рис. 8. Кинематическая схема планетарной передачи по схеме $3k^b_{ae}$ (*а*) и визуализация рабочих зацеплений в структуре этой передачи (*б*)

выходами, а водило *h*, двухвенцовые сателлиты *gf*, опорное центральное колесо *b* и выходное центральное колесо *e* образуют тихоходную ступень с двумя (кинематическим *h* и силовым *gf*) входами и одним силовым выходом *e*.

Наличие кинематического и силового выходов в первой и кинематического и силового входов во второй планетарных ступенях передачи по схеме $3k^b_{ae}$ обусловлено жесткой связью между венцами *g* и *f* двухвенцовых сателлитов *gf*, которые в быстроходной ступени работают как одновенцовые, так как, зацепляясь через венец *g* с центральными колесами *a* и *b*, образуют первую планетарную ступень с одним внешним "*a*—*g*" и одним внутренним "*g*—*b*" эвольвентными зацеплениями, а в тихоходной — как двухвенцовые, так как, зацепляясь через венец *g* с центральным опорным колесом *b*, а через венец *f* с выходным центральным колесом *e*, образуют вторую планетарную ступень с двумя внутренними зацеплениями "*g*—*b*" и "*f*—*e*".

По условию соосности межосевые расстояния в трех зацеплениях равны между собой $a_{wa-g} = a_{wg-b} = a_{wf-e}$, а числа зубьев зубчатых колес при трехпоточном исполнении трансмиссии следует назначать с учетом условия выполнимости сборки из диапазонов:

$$12 \leqslant z_a \leqslant 18; \quad z_g = z_f;$$
$$20 \leqslant z_g \leqslant 30; \quad z_b = z_a + 2z_g;$$
$$z_e = z_b + 3,$$

при воспроизводимой целевой функции [4]

$$u^b_{ae} = u^b_{ah}\, u^b_{he} = \left(1 + \frac{z_b}{z_a}\right)\frac{z_e}{z_e - z_b}.$$

Коэффициенты смещения в первой планетарной ступени назначаются из условий:

$$0{,}5 \leqslant x_a \approx x_g \leqslant 0{,}75;$$
$$x_b = x_a + 2x_g$$

при равных углах зацепления в двух ее рабочих зацеплениях "*a*—*g*" и "*g*—*b*" в диапазоне

$$20^\circ < \alpha_{wa-g} = \alpha_{wg-b} \leqslant [\alpha_w] = 30^\circ.$$

Здесь $[\alpha_w]$ — допускаемый угол зацепления. Углы зацепления α_{wa-g} и α_{wg-b} определяются через их эвольвентные функции по формуле [8]

$$\mathrm{inv}\alpha_{wa-g} = \mathrm{inv}\alpha_{wg-b} = \mathrm{inv}\alpha + 2\frac{x_a + x_g}{z_a + z_g}\mathrm{tg}\alpha.$$

Во второй планетарной ступени при $z_g = z_f$ два внутренних зацепления "*g*—*h*", "*f*—*e*" из условия их соосности связаны между собой зависимостью

$$\frac{z_b - z_g}{\cos\alpha_{wg-b}} = \frac{z_e - z_f}{\cos\alpha_{wf-e}}, \qquad (11)$$

откуда

$$\alpha_{wf-e} = \arccos\left[\left(1 + \frac{3}{z_a + z_g}\right)\cos\alpha_{wa-g}\right]. \qquad (12)$$

Такой угол в рабочем зацеплении "*f*—*e*" гарантируется назначением коэффициентов смещения для выходного центрального колеса *e* по формуле

$$x_e = x_g + \frac{(\mathrm{inv}\alpha_{wf-e} - \mathrm{inv}\alpha)(z_e - z_f)}{2\mathrm{tg}\alpha}. \qquad (13)$$

На рис. 8, *б* приведена визуализация по разрезу *A*—*A* (см. рис. 8, *а*) рабочих зацеплений трехпоточной планетарной трансмиссии по схеме $3k^b_{ae}$ [8] регулируемого асинхронного электропривода РП-77/126, спроектированного в ТулГУ [1] по заданию промышленности Тульского региона. Ее параметры: $z_a = 12$; $z_g = z_f = 24$; $z_b = 60$; $z_e = 63$; $m = 4{,}0$ мм; передаточное число $u^b_{ae} = 126$; вращающий момент на выходе — 3500 Н · м при КПД $\eta^b_{ae} = 0{,}75$; габаритные размеры электропривода (мотор-редуктора) — $D \times L = 350 \times 800$ мм. Полученные габарито-массовые характеристики электропривода подтверждают целесообразность применения передачи $3k^b_{ae}$ в тяжело нагруженных приводах, однако разные углы зацепления и избыточные связи в рабочих зацеплениях электропривода являются серьезными недостатками такого привода с позиции теории зацепления.

Оптимальным согласно теории зацепления является электропривод на базе многопоточной планетарной передачи без избыточных связей с одинаковыми углами зацепления во всех рабочих зацеплениях. Такая планетарная передача и аппарат для ее синтеза созданы на кафедре

"Проектирование механизмов и деталей машин" в Тульском государственном университете.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сидоров П. Г., Крюков В. А., Плясов А. В.** Новая система расчета геометрии внутреннего эвольвентного зубчатого зацепления // Известия ТулГУ. Сер. Машиноведение, системы приводов и детали машин. Вып. 3. Тула: Изд-во ТулГУ, 2006. С. 23—35.

2. **Гавриленко В. А.** Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение, 1969. 432 с.

3. **Литвин Ф. Л.** Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1958. 584 с.

4. **Силовые** зубчатые трансмиссии угольных комбайнов. Теория и проектирование / П. Г. Сидоров, С. В. Козлов, В. А. Крюков и др. М.: Машиностроение, 1995. 296 с.

5. **Сидоров П. Г., Пашин А. А., Плясов А. В.** Формирование внутренних зацеплений с гарантированными параметрами качества в плюсовых планетарных передачах // Известия ТулГУ. Сер. Машиноведение, системы приводов и детали машин. Вып. 2. Тула: Изд-во ТулГУ, 2005. С. 10—16.

6. **Цилиндрические** эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления / И. А. Болотовский, Б. И. Гурьев, В. Э. Смирнов и др. М.: Машиностроение, 1977. 192 с.

7. **Болотовская Т. П., Болотовский И. Л., Смирнов В. Э.** Справочник по корригированию зубчатых колес. М.: Машиностроение, 1967. Ч. 2. 576 с.

8. **Планетарные** передачи: Справочник / В. Н. Кудрявцев, Ю. Н. Кирдяшев, Е. Г. Гинзбург и др. Л.: Машиностроение, 1977. 536 с.

УДК 621.882

А. У. БУГОВ, д-р техн. наук, А. М. ЕГОЖЕВ, канд. техн. наук, Е. А. ПОЛИЩУК (КБ ТСХА, г. Нальчик)

Уточненнный расчет ответственных резьбовых соединений деталей при совместном нагружении

Предложена новая методика расчета резьбовых соединений, работающих в условиях сложного нагружения, которая дает более точные значения коэффициентов запасов усталостной прочности.

Ключевые слова: резьбовые соединения, прочность, сложное нагружение, усилие затяжки.

A new calculation technique of threaded joints working in complex loading conditions, allowing to improve the calculated values of the endurance strength assurance factor, is proposed.

Keywords: threaded joints, strength, complex loading, tightening force.

В машиностроительной практике около $85 \div 90$ % всех соединений приходится на резьбовые крепежные детали. Выход из строя резьбовых соединений помимо затрат на их ремонт вызывает простои машин и оборудования, способствующие снижению производительности.

Прочности резьбовых соединений посвящены теоретические и экспериментальные исследования российских и зарубежных ученых, в частности С. П. Тимошенко, А. И. Биргера, Г. Б. Иосилевича, П. А. Павлова, А. У. Бугова, А. А. Волошина, Е. О. Ватерса, Дж. Ф. Лейка, Х. И. Бернхарда и многих других. Однако многие важные проблемы прочности этих соединений остаются еще не изученными, что объясняется большой сложностью как теоретических, так и экспериментальных исследований прочности. Наиболее трудной и неизученной остается проблема усталости резьбовых соединений в условиях контактного микроперемещения.

Из материалов II Международного симпозиума по трибофатике отказы машин и оборудования в 70 % случаев и более вызваны разрушением узлов соединения [1]. Напряжения в этих узлах чаще всего рассчитывают по широко известной в машиностроении методике [2].

Практика показывает, что при таком расчете запасы статической и усталостной прочности резьбовых деталей достигают $2 \div 5$ и $1{,}5 \div 3$ соответственно. При таких расчетных запасах прочности часто происходит разрушение ответственных узлов. Причинами несоответствия ожидаемой прочностной надежности реальной могут быть:

несоответствие расчетных напряжений, полученных по применяемой методике, действительным;

неучет указанным методом факторов, существенно снижающих сопротивление материалов деталей рассматриваемых узлов соединения, в частности неучет деформационного скольжения соединяемых деталей, прижатых к резьбовым деталям, в динамически нагруженном узле, при котором происходит накопление износоусталостных повреждений в материалах резьбовых и соединяемых деталей.

Деформационное скольжение соединяемых деталей вызывает в наиболее напряженной области резьбовой детали, например в области, расположенной в раскрываемой при максимальном осевом усилии и не раскрываемой при меньших его значениях, знакопеременные осевые и касательные напряжения в материале резьбовой детали и на поверхностях скольжения соединяемых деталей (рис. 1, *а—г*). Условные эпюры напряжений в болте вдоль волокна 2—2, соответствующие максимальной величине растягивающей силы с учетом сил трения (F и F_1, см. рис. 1, *а* и *в*) соединяемых деталей о болты, показаны на рис. 1, *б* и *г*.

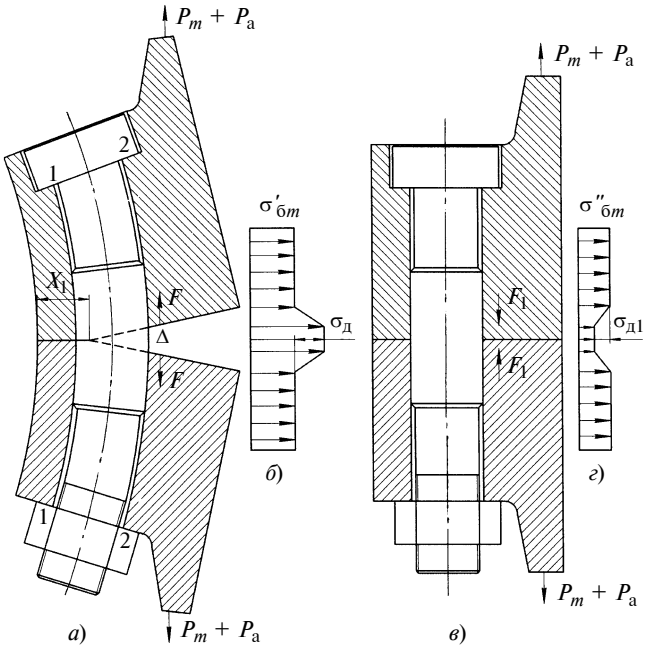


Рис. 1. Схема деформации резьбовых соединений:
P_m и P_a — средние и амплитудные осевые силы

Следовательно, при частичном раскрытии (см. рис. 1, *а*) и последующем закрытии резьбового соединения под действием переменных сил происходит уплотнение поверхностного слоя пояска, изменение его микроструктуры и снижение пластичности материала, способствующие появлению микротрещин, что существенно снижает износоусталостную прочность материала болта и детали. Частичное раскрытие соединения при внецентренном его нагружении сопровождается изгибом стержня болта и резким повышением изгибных напряжений на наиболее напряженном волокне, способствующих появлению микротрещин усталости и снижению долговечности.

Существенное влияние на усталостную прочность узлов соединения оказывает попадание твердых микрочастиц и коррозионной среды в область непосредственного контакта резьбовых и соединяемых деталей. Как показывают экспериментальные исследования, за год в условиях интенсивной коррозии глубина поражения может достигнуть $350 \div 450$ мкм. Коррозионные поражения подобно механическим повреждениям являются концентраторами напряжений. С вершин язв и питтингов начинается развитие микротрещин, которые распространяются в глубь металла, что приводит к развитию магистральных трещин и, как следствие, снижению усталостной прочности материала детали.

В рассматриваемом случае на соединение одновременно действуют следующие факторы: переменные растягивающие, сдвиговые, контактные и касательных напряжения, действующее в наиболее напряженных волокнах резьбовых деталей; усталостные повреждения, вызванные этими напряжениями; коррозионно-контактное воздействие в условиях взаимного знакопеременного микроперемещения деталей; интенсификация процесса зарождения и развития усталостных трещин, вызванных совместным одновременным действием указанных факторов.

По часто применяемой методике [2] расчета узлов соединения максимальные напряжения в крепежных деталях соединения определяются по выражению

$$\sigma_{б\,max} = \sigma_з + \chi\sigma_р + \chi M_x y / I_{x_1 б} + \chi M_y x / I_{y_1 б}, \quad (1)$$

где $\sigma_з$ — напряжение начальной затяжки болтов; $\sigma_р$ — напряжение от растягивающей силы; χ — коэффициент основной нагрузки; M_x и M_y — внешние моменты, действующие на соединения; $I_{x_1 б}$ и $I_{y_1 б}$ — моменты инерции стыковых площадей и сечений болтов относительно центральных координатных осей.

Как видно из выражения (1), дополнительные напряжения от изгиба определяют, исходя из того, что деформируется вся суммарная площадь стыка и сечений болтов. В действительности имеет место деформация только эффективного объема деталей и болтов. Кроме того, это выражение не позволяет определить максимальные напряжения в резьбовых деталях при частичных раскрытиях стыка, что нередко имеет место при максимальных внешних нагрузках. В этом случае максимальные напряжения в резьбовых деталях достигают значительной величины.

В известных методиках отсутствует формула, позволяющая определить степень раскрытия фланцевого соединения в зависимости от коэффициента затяжки жесткости деталей. Вместе с тем в ответственных соединениях выбор рациональных значений усилий затяжки болтов, обеспечивающих требуемый запас плотности, не является необходимым условием обеспечения прочности и работоспособности соединения.

Наиболее точно вышеперечисленные факторы учитываются в методике [3], в которой максимальные напряжения на наиболее растянутом волокне определяются по формуле

$$\sigma_{бm} = \frac{P_{ос}}{\sum\limits_1^n F_{бm}} \left[k\left(1 + \frac{a_1 + r_б}{x_0} \frac{\lambda'_д}{\lambda_б}\right) + \right.$$

$$\left. + \chi\left(1 - \frac{a_1 + r_б}{x_0}\right)\right], \quad (2)$$

где $P_{ос}$ — полное осевое усилие; $\sum\limits_1^n F_{бm}$ — суммарная площадь поперечных сечений болтов; k — коэффициент затяжки (зависит от типа соединения [3]); $r_б$ и $\lambda_б$ — радиус и податливость стержня болта;

x_0 — абсцисса точки, в которой начинается раскрытие, в центральной системе координат XOY; $\lambda'_д$ — податливость участка резьбового соединения (эффективного объема [4]), приходящегося на один болт; a_1 — расстояние от центров стыковых сечений болтов до линии, проходящей через центр тяжести стыкового поперечного сечения расчетного элемента.

С помощью этих двух методик были оценены запасы прочности резьбовых кольцевых соединений и сопоставлены с данными специальных экспериментальных исследований[3]. Испытания проводили в лаборатории сопротивления материалов СПбГУ на пульсаторе, в котором осевое нагружение преобразовывалось в синфазно изменяющиеся осевые силы (от $5 \cdot 10^4$ до $32 \cdot 10^4$ Н) и крутящие моменты (от 2700 до $17{,}6 \cdot 10^3$ Н · м). Болты устанавливали по посадке $H7/g6$ с величиной зазора в пределах $5 \div 29$ мкм; диаметр болтов — 10 мм, число болтов — 20.

Основной целью экспериментальных исследований было изучение влияния на износоусталостную прочность следующих факторов:

коэффициента затяжки, от которого зависит величина раскрытия соединения, определяющая путь взаимного скольжения фланцев и крепежных деталей и, следовательно, интенсивность износоусталостных факторов;

зазора между пояском болтов и отверстиями во фланцах;

цилиндрической жесткости фланцев.

Основные результаты этих испытаний представлены на рис. 2: кривая *1* — долговечность N зоны перехода от фланца к валу в зависимости от коэффициента r ассиметрии цикла; кривая *2* — долговечность болтов при напряжении начальной затяжки 290 МПа (первая группа испытуемых болтов), чему соответствовал коэффициент затяжки $k = 1{,}41$, при этом имело место клиновидное раскрытие кольцевого фланцевого соединения, выходящее за область расположения болтов при максимальной величине внешнего усилия (см. рис. 1, *а*).

При таком большом раскрытии соединения должно было происходить интенсивное накапливание повреждений вследствие износоусталости болтов. Это действительно имело место — болты разрушались, выдержав всего 0,6 млн циклов, и во-вторых — на поверхностях скольжения болтов оставались следы износа. Необходимо отметить, что до окончательного разрушения всех болтов каждый раз обнаруживалось разрушение сначала двух—четырех болтов. Данный факт подтверждает, что при установке болтов с малыми зазорами они воспринимают существенно неравномерные нагрузки от крутящего момента. В данном случае около 20 % всех болтов были установлены с минимальными зазорами, т. е. близкими к 5 мкм, что соответствует нулевым квалитетам. При уменьшении коэффициента асимметрии (отношение амплитуды к среднему напряжению) возрастает коэффициент затяжки, нераскрываемый участок X_1 стыка (см. рис. 1) увеличивается, соответственно эффект износоусталости уменьшается и возрастает долговечность, достигая 10 млн циклов при коэффициенте асимметрии, равном 0,41 ($P_{ос} = 5 \cdot 10^4$ Н; $T = 1{,}76 \cdot 10^4$ Н · м). Ему соответствуют полное нераскрытие узла соединения, практическое отсутствие фрикционного контакта между фланцами и болтами, а следовательно, значительное снижение эффекта износоусталости.

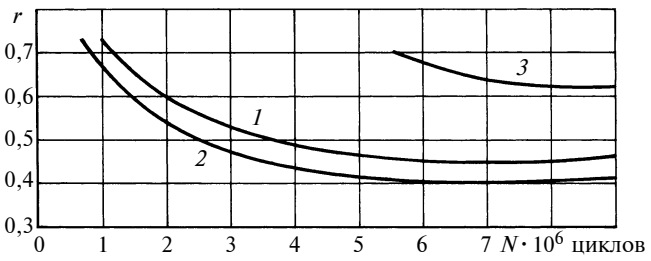


Рис. 2. Зависимости долговечности N соединения от коэффициента r асимметрии цикла

Метод расчета	Напряжения в болтах, МПа						Фактическая долговечность, млн циклов
	$\sigma_з$	$\sigma_{б\,max}$	τ_{max}	n_σ	n_τ	$n_{пр}$	
	МПа						
Классический [2]:							
$k = 1{,}41$	290	332,8	175,2	5,09	2,1	2,01	0,6
$k = 1{,}94$	400	442,8	175,2	4,07	2,1	1,9	5,5
Предлагаемый [3]:							
$k = 1{,}41$	290	1037,5	175,2	0,73	2,1	0,68	0,6
$k = 1{,}94$	400	663,2	175,2	1,7	2,1	1,2	5,5

Примечание. n_σ, n_τ, $n_{пр}$ — коэффициенты запаса по нормальным, касательным и приведенным напряжениям.

Вторая группа испытуемых болтов отличалась от первой группы только коэффициентом затяжки $k = 1{,}94$ (напряжение начальной затяжки 400 МПа). По расчету клиновидное раскрытие не выходило за область расположения болтов (см. рис. 1, *в*), изгибные напряжения во всех элементах снизились и долговечность болтов возросла на порядок (см. рис. 2, кривая *3*). При этом имеет значение не только снижение амплитуды напряжений в болтах и во всех элементах соединения, но и практически полное исключение контактного скольжения фланцев по поверхности болтов и вызванная им износоусталость.

По результатам экспериментов были рассчитаны напряжения в болтах, приведенные коэффициенты запаса усталостной прочности болтов по применяемой и предлагаемой методикам при разных напряжениях начальной затяжки (таблица). Результаты расчетов показывают, что учет изгибных напряжений в резьбовых деталях при частичном раскрытии соединения дает наиболее точные значения коэффициентов запаса усталостной прочности. Интенсивность накопления

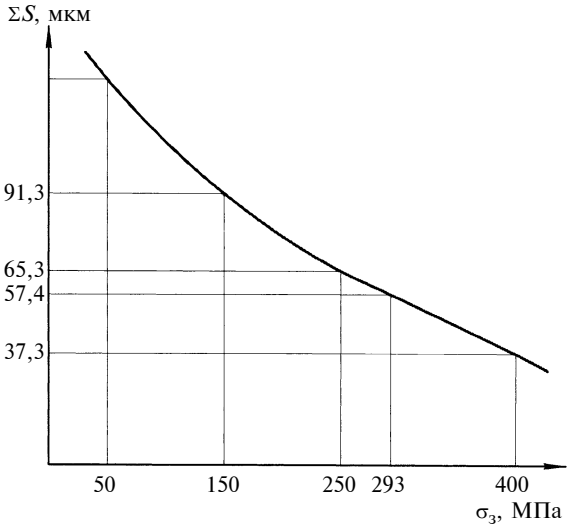


Рис. 3. Зависимость суммарного пути ΣS скольжения при частичном раскрытии соединения от напряжения $\sigma_з$ начальной затяжки

повреждений существенно увеличивается при увеличении пути скольжения фланцев, прижатых пояском резьбовых деталей. Действительно, при изменении напряжений $\sigma_з$ начальной затяжки с 400 до 150 МПа суммарный путь ΣS скольжения на наиболее растянутом волокне увеличился с 37,3 до 91,3 мкм при одновременном возрастании контактных напряжений по пояскам болтов и напряжений растяжения (рис. 3).

Приведенные расчеты подтверждают справедливость рассмотренного механизма износоусталости узлов резьбовых соединений при частичном их раскрытии. На основе вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. В условиях износоусталости рассматриваемых резьбовых деталей запас их прочности снижается в $2 \div 3$ раза по сравнению с рассчитанным по ныне применяемой методике [2].

2. Эффективным способом повышения несущей способности и надежности ответственных соединений деталей машин является исключение или минимизация фактора деформационного скольжения между резьбовыми и соединяемыми деталями и повышение равномерности распределения поперечных нагрузок в групповом болтовом соединении.

3. Разработка новых конструкций соединений, исключающих рассмотренные негативные факторы, является актуальной задачей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сосновский Л. А.** II Международный симпозиум по трибофатике // Тез. докл. М.: ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН, 1996. С. 3—8.
2. **Решетов Д. И.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. 208 с.
3. **Бугов А. У.** Фланцевые соединения (расчет и проектирование). М.: Машиностроение, 1975. 191 с.
4. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.

УДК 621.824.32-144.004.14

П. Р. ВАЛЬЕХО МАЛЬДОНАДО, Д. К. ГРИШИН, д-р техн. наук
(Российский университет дружбы народов, г. Москва)

Автоматизация расчета износа шатунной шейки коленчатого вала четырехтактного рядного двигателя

Представлена методика автоматизированного расчета износа шатунной шейки коленчатого вала с использованием программного обеспечения Mathcad. Особенностью методики является то, что расчетные зависимости записываются в рабочем поле Mathcad в виде операторов, близких к общепринятым математическим выражениям и являющихся в то же время вычислительной программой. На любом этапе проектирования можно изменить параметры, получить новые результаты, проанализировать их и выбрать оптимальное решение.

Ключевые слова: двигатель, шейка вала, износ, автоматизированный расчет.

An automated calculation technique of the wear-out of a crankshaft's crankpin using the Mathcad software is presented. The technique's peculiarity is that the calculated dependencies are written in the Mathcad working field as operators, close to commonly used mathematical expressions and at the same time representing the computational program. The designer may change the parameters at any design stage, obtain and analyze the new results, and select an optimal solution.

Keywords: engine, shaft's crankpin, automated calculation.

Одной из задач расчета кривошипно-шатунного механизма рассматриваемого двигателя является построение диаграммы износа шейки коленчатого вала. Как известно, подобная задача является достаточно трудоемкой [1—3] и поэтому для ее решения целесообразно использовать программное обеспечение Mathcad, позволяющее автоматизировать проектные расчеты.

Исходными данными служат полученные в результате динамического расчета векторы-столбцы значений тангенциальной силы $P_т$ и суммарной радиальной силы $P'_к$ (рис. 1) в функции угла φ поворота коленчатого вала, который изменяется в пределах $0 \div 720°$ с шагом в 1°. Сила $P'_к$ действует вдоль кривошипа и включает в себя радиальную $P_к$ и центробежную $K_{R ш}$ силы, приложенные к кривошипной головке шатуна.

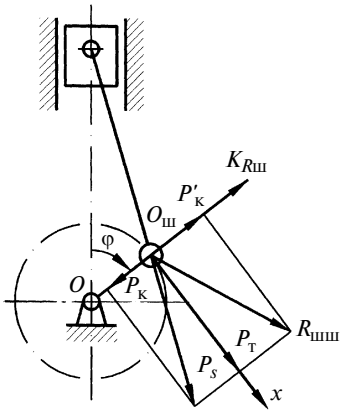


Рис. 1. Схема сил, действующих на шатунную шейку:
O и $O_{\text{ш}}$ — центры коренной и шатунной шеек; P_s — усилие в шатуне

Сумма трех указанных сил определяет результирующую силу $R_{\text{шш}}$, действующую на шатунную шейку коленчатого вала:

$$P'_{\text{к}} := (\overrightarrow{P_{\text{к}} + K_{R\text{ш}}});$$

$$R_{\text{шш}} := \overrightarrow{\sqrt{(P_{\text{т}})^2 + (P'_{\text{к}})^2}}.$$

(стрелка над выражением в Mathcad означает, что математическое действие производится последовательно над всеми элементами векторов-столбцов, входящих в выражение величин).

Для автоматизированного построения диаграммы распределения усилий по окружности шейки необходимо для всего массива указанных исходных данных вычислить значения угла φ между результирующей силой $R_{\text{шш}}$, действующей на шатунную шейку, и одной из осей координат, связанной с шейкой. В качестве подобной оси принимается ось x, совпадающая с положительным направлением силы $P_{\text{т}}$. При построении указанной диаграммы также учитываем, что втулка шатуна скользит относительно шейки коленчатого вала в направлении, противоположном вращению вала. Поэтому в качестве угловой координаты для определения направления усилий, распределенных по окружности шейки, принимается угол φ, отсчитываемый от оси x против часовой стрелки.

Приведем фрагмент рабочего документа Mathcad с процедурой формирования массива φ_i, необходимого для построения векторной диаграммы распределения усилий по окружности шейки:

$$i := 0 \ldots \mathrm{last}(R_{\text{шш}})$$

$$\varphi_i := \begin{cases} \mathrm{acos}(P_{\text{т}_i}/R_{\text{шш}_i}) \text{ if } P_{\text{т}_i} \geqslant 0 \wedge P'_{\text{к}_i} \geqslant 0; \\ (\mathrm{acos}(P_{\text{т}_i}/R_{\text{шш}_i})) \text{ if } P_{\text{т}_i} \leqslant 0 \wedge P'_{\text{к}_i} \geqslant 0; \\ (\mathrm{acos}(P_{\text{т}_i}/R_{\text{шш}_i}) + \pi) \text{ if } P_{\text{т}_i} \leqslant 0 \wedge P'_{\text{к}_i} \leqslant 0; \\ (2\pi - \mathrm{acos}(P_{\text{т}_i}/R_{\text{шш}_i})) \text{ if } P_{\text{т}_i} \geqslant 0 \wedge P'_{\text{к}_i} \leqslant 0. \end{cases}$$

Здесь: i — индекс элементов создаваемого массива, изменяющийся от нуля до номера последнего элемента вектора-столбца силы $R_{\text{шш}}$; acos — оператор arcos; ∧ — логический оператор "и"; if — логический оператор "если"; : = — оператор присвоения.

Смысл этой процедуры состоит в том, что каждому значению вектора-столбца $R_{\text{шш}}$ соответствует значение вектора-столбца φ, вычисляемое с учетом сочетания знаков составляющих $P_{\text{т}}$ и $P'_{\text{к}}$ вектора $R_{\text{шш}}$, так как это сочетание определяет, в каком квадранте окружности шейки находится угол φ.

На рис. 2, *а* приведена диаграмма распределения результирующих силы $R_{\text{шш}}$ по окружности шейки в полярных координатах. Цифры, расположенные по окружности, соответствуют значениям угла φ с началом отсчета (φ = 0) от оси x (см. рис. 1), а цифры, расположенные в радиальном направлении, представляют численные значения $R_{\text{шш}}$ (в отн. ед.) Чтобы построить диаграмму распределения сил давления по окружности шейки (рис. 2, *б*), достаточно ввести новую угловую координату $\varphi_1 := (\overrightarrow{\varphi + \pi})$, в результате чего диаграмма равнодействующей силы $R_{\text{шш}}$ сдвигается на 180° в зону восприятия шейкой сил давления.

Как известно [1, 2], в соответствии с гипотезой о пропорциональности износа силе давления, условная диаграмма износа шейки вала строится на основе суммирования сил давления на поверхности шейки вала по секторам в 120° (рис. 3). Обычно рассматривают 12 секторов, сдвинутых друг относительно друга на 30°. На биссектрисах указанных секторов в радиальном направле-

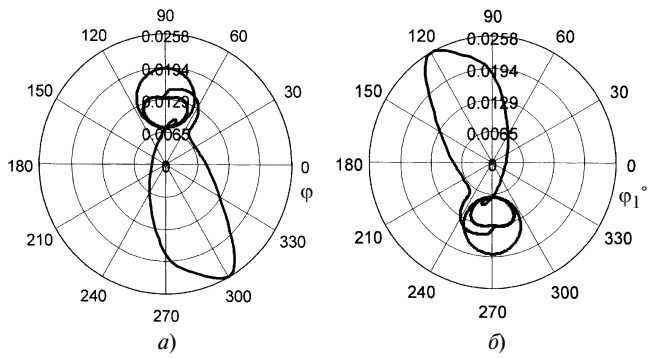


Рис. 2. Распределение силы $R_{\text{шш}}$ (*а*) и силы давления по окружности шейки (*б*) в полярных координатах

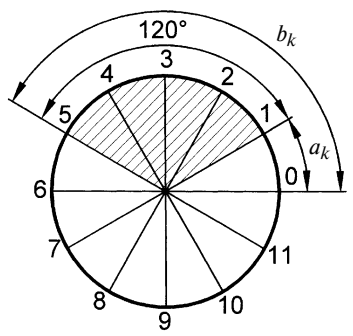


Рис. 3. Схема разбивки окружности шейки по секторам

нии откладывают отрезки, пропорциональные полученным суммам. Линия, соединяющая указанные отрезки, используется для построения условной диаграммы износа шейки вала. Суммирование сил с шагом в 1° в пределах угла поворота коленчатого вала на 720° по секторам с углом 120°, сдвинутых относительно друг друга на 30°, проводится с помощью следующей процедуры:

$$k := 0...12$$

$$a_k := k\frac{\pi}{6};\ b_k := \begin{cases} 2\pi \text{ if } a_k + 2\frac{\pi}{3} \geqslant 2\pi \\ (a_k + 2\frac{\pi}{3}) \text{ otherwise} \end{cases}$$

$$c_k := \begin{cases} a_k + 2\frac{\pi}{3} - 2\pi) \text{ if } a_k + 2\frac{\pi}{3} \geqslant 2\pi \\ 0 \text{ otherwise} \end{cases}$$

$$q := \sum_{i=1}^{720} \overrightarrow{[R_{\text{шш}_i}(a \leqslant \varphi_i \leqslant b \vee 0 \leqslant \varphi_i \leqslant c)]}.$$

Здесь: k — индекс (номер) сектора; a_k, b_k — угловые границы сектора суммирования (см. рис. 3); c_k — граница сектора за пределами угла 2π (на рис. 3 не показана); q — искомый вектор-столбец сумм сил давления на выделенных секторах.

Формула для q основана на использовании Булева оператора, позволяющего в данном случае проводить суммирование при условии нахождения силы в пределах границ заданного сектора.

Для представления картины износа шейки удобно построить диаграмму значений радиус-вектора r, характеризующего износ:

$$r := \overrightarrow{(\rho + q)} \quad \rho := \mu \max(q),$$

где μ — масштабный коэффициент (рекомендуется брать в пределах $3 \div 5$); ρ — условный радиус шейки в масштабе, соизмеримом с q.

В этом случае износ пропорционален разности ρ и r.

Рекомендуется производить сглаживание диаграммы с помощью следующих операций:

$$i := 0...120$$

$$as_i = i\frac{\pi}{60}$$

$$rs = \overrightarrow{\text{interp}(\text{cspline}(a, r), a, r, as)}$$
$$r := rs,$$

где as_i — угловой шаг при сглаживании (в данном случае 3°).

Диаграмма износа шейки вала строится в функции угла γ с учетом сдвига угла откладывания r на величину $\pi/3 + \pi = 4\pi/3$, где $\pi/3$ — угол между левой угловой границей сектора 120° и биссектрисой сектора (так как величина r откладывается по биссектрисе сектора); π — угол сдвига эпюры в зону давления контактирующих поверхностей. При этом $\gamma_i := as_i + 4\frac{\pi}{3}$.

Полученная таким образом диаграмма износа шейки коленчатого вала (рис. 4) позволяет, в частности, выбрать место расположения смазочных каналов в наименее нагруженной зоне окружности шейки, что требуется для обеспечения гидродинамического эффекта при жидкостном трении.

Особенностью рассмотренной методики является то, что расчетные зависимости записываются в рабочем поле Mathcad в виде операторов, близких к общепринятым математическим выражениям и являющихся в то же время вычислительной программой. Если операторы записаны (скопированы) заранее, то проектанту остается лишь ввести с клавиатуры исходные данные, и он сразу же получает результаты в виде таблиц и графиков. Поскольку все расчетные зависимости, схемы, рисунки, пояснения и рекомендации помещены в самом рабочем документе, то при необходимости пользователь может на любом этапе проектирования изменить параметры, получить новые результаты, проанализировать их и выбрать оптимальное решение.

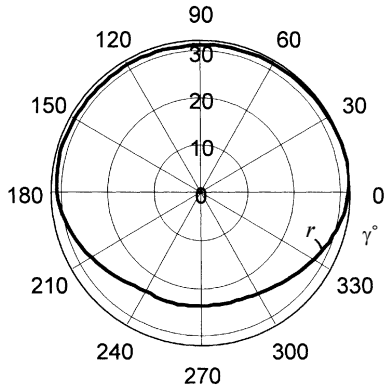


Рис. 4. Диаграмма износа шейки вала

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Двигатели** внутреннего сгорания: Учебник для вузов. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование / Под ред. В. Н. Луканина и М. Г. Шатрова. М: Высшая школа, 2005. 400 с.

2. **Автомобильные** двигатели: Учебник для вузов / М. С. Ховах, В. М. Архангельский, А. Н. Войнов и др. Под ред. М. С. Ховаха. М.: Машиностроение, 1977. 592 с.

3. **Чистяков В. К.** Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие для машиностроительных вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания". М.: Машиностроение, 1989. 256 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописей смотрите в №7 за 2009 г. на второй странице обложки.

УДК 621.01-192

В. С. УТКИН, д-р техн. наук (ВоГТУ, г. Вологда)

Определение надежности консольного вала конической зубчатой передачи при ограниченной статистической информации о базовых параметрах

Предложен метод определения надежности вала при ограниченной информации о параметрах математической модели предельного состояния при расчете по критериям статической прочности, сопротивления усталости и жесткости вала для обеспечения безопасной эксплуатации различной техники.

Ключевые слова: надежность, вал, предельное состояние, статическая прочность, конические зубчатые колеса, сопротивление усталости, модель предельного состояния, жесткость.

Estimation method for determination of a shaft's reliability at limited information relative to parameters of the mathematical model of limiting state is proposed. The method may be used for the reliability estimation regarding the static strength, fatigue resistance and the shaft's rigidity criteria to provide safe operation of different equipment.

Keywords: reliability, limiting state, static strength, cone gears, fatigue resistance, model of limiting state, rigidity.

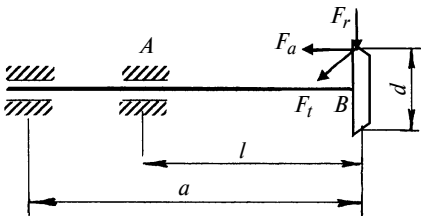
Для обеспечения безопасной эксплуатации различной техники возникает необходимость в определении надежности такого важного элемента конструкции, как вал. Рассмотрим вал с конической зубчатой передачей, расчетная схема которого показана на рисунке.

Известно, что усилия в зацеплении конических колес зависят от передаваемой мощности и частоты n их вращения, а также от параметров колес: среднего делительного диаметра d, угла δ начального конуса, угла α_w зацепления ($\alpha_w = \alpha = 20°$) [1].

Окружное усилие на зубчатом колесе: $F_t = 2M_к/d_1 = 2 \cdot 9554N/d_1n_1$, где $M_к$ — момент кручения; N — мощность электродвигателя.

Радиальное и осевое усилия находим по формулам: $F_r = F_t \mathrm{tg}\alpha\cos\delta_1$; $F_a = F_t \mathrm{tg}\alpha\sin\delta_1$ (индекс указывает ось передачи). В данной передаче оси зубчатых колес располагаются под углом $\Sigma = 90°$.

Наибольшие нормальные напряжения σ от изгиба возникают в поперечных сечениях вала вблизи опорного крепления на расстоянии l и определяются отношением $\sigma = M_и/W_и$. Напряжения от кручения $\tau_{max} = M_к/W_к$. Моменты сопротивления поперечного сечения вала при изгибе $W_и \approx 0{,}1d^3$ и кручении $W_к \approx 0{,}2d^3$ будем считать детерминированными (здесь d — диаметр вала):



Расчетная схема вала с коническим зубчатым колесом

$$M_и = \sqrt{(M_{F_r} - M_{F_a})^2 + M_{F_t}^2};$$
$$M_к = F_1 d_1/2 = 9554N/n_1;$$
$$\tau = 9554N/n_1 0{,}2d^3,$$

где $M_{F_r} = F_r l = F_t l \mathrm{tg}\alpha\cos\delta_1 = \dfrac{2 \cdot 9554N}{d_1 n_1} l \mathrm{tg}\alpha\cos\delta_1$;

$$M_{F_a} = F_a d_1/2 = \frac{9554N}{n_1}\mathrm{tg}\alpha\sin\delta_1.$$

Момент M_{F_r} действует в плоскости, перпендикулярной плоскости действия моментов M_{F_r} и M_{F_a}. Напряжения от сжатия вала силой F_a не учитываем ввиду их малой величины по сравнению с другими.

Надежность вала определим сначала по критерию допущения краевой пластической деформации, т. е. используя в соответствии с энергетической теорией прочности математическую модель предельного состояния:

$$\tilde{\sigma}_{экв} = \sqrt{\tilde{\sigma}^2 + 3\tilde{\tau}^2} \leqslant \tilde{\sigma}_т, \qquad (1)$$

где $\sigma_т$ — предел текучести материала вала, определяемый испытаниями на твердость $H_ц$ методом царапания [2].

По эмпирической формуле найдем предел прочности: $\sigma_в = 0{,}26H_ц - 71$, где $H_ц = 4F/b^2$ ($F = 80$ Н — сила нажатия на индентор, b — ширина царапины).

Для большинства машиностроительных сталей $\sigma_т = (0{,}6 \div 0{,}7)\sigma_в$ [1, 3],

$$\sigma = 1/W_и\sqrt{(M_{F_r} - M_{F_a})^2 + (M_{F_t})^2} =$$
$$= 9554\sqrt{\left(\frac{2lN\mathrm{tg}\alpha\cos\delta_1}{d_1n_1} - \frac{N}{n_1}\mathrm{tg}\alpha\sin\delta_1\right)^2 + \left(\frac{2Nl}{d_1n_1}\right)^2}.$$

Мощность N электродвигателя определяют с помощью ваттметра (если привод электрический), частоту n вращения измеряют тахометром. Точность параметров $\sigma_т$, N и n ограничена условиями эксплуатации и доступностью, поэтому $\tilde{\sigma}_т$, $\tilde{N}$ и $\tilde{n}$ будем считать нечеткими переменными, для анализа неопределенностей используем теорию возможностей [4—6].

Все остальные показатели будем считать детерминированными. Тогда модель предельного состояния (1) в развернутом виде будет:

$$9554^2\left\{\left[\left(\frac{2l\tilde{N}\mathrm{tg}\alpha\cos\delta_1}{d_1\tilde{n}_1} - \frac{N}{n_1}\mathrm{tg}\alpha\sin\delta_1\right)^2 + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \left(\frac{2Nl}{d_1\tilde{n}_1}\right)^2\right] + 3\left(\frac{\tilde{N}}{\tilde{n}_1 0{,}2d^3}\right)^2\right\} \leqslant \tilde{\sigma}_{\text{т}}^2. \qquad (2)$$

Введем нечеткую функцию от нечетких аргументов $\tilde{N}_1$, $\tilde{n}$ и $\tilde{\sigma}_{\text{т}}$:

$$Y(y) = \left\{\left[\left(\frac{2l\tilde{N}\mathrm{tg}\alpha\cos\delta_1}{d_1\tilde{n}_1} - \frac{\tilde{N}}{n_1}\mathrm{tg}\alpha\sin\delta_1\right)^2 + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \left(\frac{2Nl}{d_1\tilde{n}_1}\right)^2\right] + 3\left(\frac{\tilde{N}}{\tilde{n}_1 0{,}2d^3}\right)^2\right\}\Big/\tilde{\sigma}_{\text{т}}^2 \leqslant \frac{1}{9554^2}.$$

По принципу обобщения Л. Заде [7] с учетом ФРВоз (2) для всех нечетких переменных найдем:

$$y = \left\{\left[\frac{2l(a_N - b_N\beta)\mathrm{tg}\alpha\cos\delta_1}{d_1(a_n + b_n\beta)} - \frac{(a_N + b_N\beta)\mathrm{tg}\sin\delta_1}{(a_n - b_n\beta)}\right]^2 + \right.$$

$$+ \left(\frac{2l(a_N - b_N\beta)}{d_1(a_N + b_N\beta)}\right)^2 +$$

$$\left. + 3\left(\frac{a_N - b_N\beta}{0{,}2d^3(a_n + b_n\beta)}\right)^2\right\}\Big/(a_{\sigma_{\text{т}}} + b_{\sigma_{\text{т}}}\beta)^2, \qquad (3)$$

где $\beta = \sqrt{-\ln\alpha^*}$, $\alpha^* = \pi_Y(y) = e^{-\beta^2}$.

Сначала найдем среднее a_y значение y при $\alpha^* = 1$ или $\beta = 0$:

$$a_y = \left\{\left[\frac{2la_N\mathrm{tg}\alpha\cos\delta_1}{d_1 a_n} - \frac{a_N\mathrm{tg}\alpha\sin\delta_1}{a_n}\right]^2 + \right.$$

$$\left. + \left(\frac{2la_N}{d_1 a_n}\right)^2 + 3\left(\frac{a_N}{0{,}2d^3 a_n}\right)^2\right\}\Big/a_{\sigma_{\text{т}}}^2.$$

При $a_y \leqslant 9554^{-2}$ [(см. правую часть функции $Y(y)$] возможность безотказной работы вала $R = 1$, а возможность отказа $Q = e^{-\beta^2}$ находится по значению β, которое вычисляют из уравнения (3) при $y = (1/9554)^2$.

При решении уравнения (3) относительно β получим четыре корня, из которых выберем наименьший по абсолютному значению.

Аналогично определяем надежность вала в опасной зоне по критерию усталости. Методика расчета надежности остается та же, только вместо нечеткой переменной $\tilde{\sigma}_{\text{т}}$ в выражении (1) введем нечетную переменную — предел выносливости детали $\tilde{\sigma}_{-1g} = \tilde{\sigma}_{-1}/k_\sigma$, где k_σ — коэффициент концентрации напряжений, $\sigma_{-1} = 0{,}4\sigma_{\text{в}}$ [3] (значения k_σ можно найти в работе [1], табл. 20.3).

Надежность вала конической передачи можно определить и по критерию жесткости, т. е. по предельным значениям углов поворота и прогиба вала в месте установки зубчатого колеса [1]. Допустимые перемещения принимаются в виде прогиба вала $\delta = 0{,}005m$, где m — модуль зацепления конических зубчатых колес, или в виде предельных углов поворота сечений вала, которые принимают в зависимости от вида опорных креплений вала.

δ_B	$-\frac{F_t l^2}{3EJ}(l + a)$	$\frac{F_a l d_1}{12EJ}(3l - 2a)$	$-\frac{F_r l d}{12EJ}(3l - 2a)$
θ_B	$\frac{F_t l}{6EJ}(3l + 2a)$	$-\frac{F_a d_1}{6EJ}(3l + a)$	$-\frac{F_r l d}{6EJ}(3l + 2a)$
θ_A	$\frac{F_t l a}{3EJ}$	$-\frac{F_a a d_1}{6EJ}$	$-\frac{F_r l a}{3EJ}$

Расчет надежности по критерию жесткости более простой, так как правая часть математической модели предельного состояния (предельное перемещение) является детерминированной величиной.

В таблице приведены формулы для определения линейного δ_B перемещения и угловых перемещений конца вала (θ_B) и вблизи опоры (θ_A).

Для второй оси (d_2) расчет выполняется аналогично.

Математическая модель предельного состояния по условию жесткости имеет вид: $\delta_B = -\frac{\tilde{F}_t l^2(l + a)}{3EJ} + \frac{\tilde{F}_a l d_1}{12EJ}(3l - 2a) - \frac{\tilde{F}_r l d(l + a)}{12EJ}(3l - 2a) \leqslant \delta_{\text{пр}}$, $\theta_B \leqslant \theta_{\text{пр}}$, $\theta_A \leqslant \theta_{\text{пр}}$.

Дальнейший расчет ведется аналогично расчету по критерию статической прочности, но с детерминированной правой частью в модели предельного состояния.

По трем критериям надежности вала окончательная оценка будет характеризоваться интервалом $[R_{\min}, N_{\min}]$, где $N_{\min} = 1 - Q_{\max}$.

Аналогично ведется расчет вала с косозубыми колесами зубчатой передачи, но по иной расчетной схеме.

Таким образом, рассмотрена новая методика определения надежности валов в индивидуальных конических зубчатых передачах на основе теории возможностей. Приведен алгоритм расчета надежности вала. Полученные данные помогают принять правильное решение о дальнейшей эксплуатации машины с учетом ее безопасности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Иосилевич Г. Б.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.
2. **Фридман Я. Б.** Механические свойства металлов. Ч. 2. М.: Машиностроение, 1974. 368 с.
3. **Несущая** способность и расчеты деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович: Под. Ред. С. В. Серенсена. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.
4. **Уткин В. С., Уткин Л. В.** Определение надежности строительных конструкций. Вологда: ВоГТУ, 2000.
5. **Уткин В. С., Уткин Л. В.** Надежность машин и оборудования. Вологда: ВоГТУ, 2007. 159 с.
6. **Уткин В. С.** Значения уровня риска в теории возможностей // Строительные материалы. 2004. № 8. С. 35.
7. **Дюбуа Д., Прад А.** Теория возможностей: Приложения к представлению знаний в информатике: Пер. с фр. М.: Радио и связь, 1990. 288 с.

УДК 621.825:621.318

А. Я. КРАСИЛЬНИКОВ, д-р техн. наук (УГТУ УПИ, г. Екатеринбург);
А. А. КРАСИЛЬНИКОВ (ОАО "СвердНИИхиммаш", г. Екатеринбург)

Определение крутящего момента цилиндрической магнитной муфты

Предложен способ определения крутящего момента цилиндрической магнитной муфты с высококоэрцитивными постоянными магнитами. Предложен метод увеличения крутящего момента муфты путем изменения ширины магнита в наружной полумуфте стандартной магнитной муфты.

Ключевые слова: крутящий момент, магнитная муфта, магнит, магнитопровод, сплав редкоземельных химических элементов, коэрцитивная сила.

A determination method of a torsion torque of cylindrical magnetic clutch with high-coercivity permanent magnets is proposed. Method of the clutch's torsion torque growth by the magnet's wide change in outer half-coupling of the standard magnetic clutch is also considered.

Keywords: torsion torque, magnetic clutch, magnet, magnetic conductor, rare-earth alloy, coercive force.

Магнитные муфты используются в насосах, компрессорах, перемешивающих устройствах и предназначены для бесконтактной передачи вращательного движения.

В цилиндрических магнитных муфтах магниты (четное число) располагаются равномерно внутри магнитопровода наружной полумуфты и на внешней поверхности магнитопровода. Число магнитов в полумуфтах одинаковое, полярность магнитов чередуется (рис. 1). При увеличении угла поворота φ крутящий момент, передаваемый муфтой, увеличивается. Высококоэрцитивные оксидно-бариевые магниты в муфтах устанавливают плотно друг к другу (рис. 2) [1]. В настоящее время в магнитных муфтах широко используются высоко-коэрцитивные постоянные магниты из сплава редкоземельных металлов, такие как неодим—железо—бор (Nd—Fe—B) и самарий—кобальт (Sm—Co), которые обладают большой коэрцитивной силой и могут передавать значительные крутящие моменты. Их стоимость в несколько раз выше стоимости оксидно-бариевых магнитов. Поэтому чаще применяют магниты из редкоземельных металлов в виде одинаковых прямоугольных призм (рис. 2, *б*). В этом случае $A = a$, $H = h$, $B = b$ — длина магнитов, что облегчает сборку муфты и снижает стоимость изделия.

Сила сдвига двух магнитов, повернутых относительно друг друга на угол φ (рис. 3) с учетом действия магнитопроводов (влияние магнитопроводов усиливается при увеличении толщины магнитов в 2 раза), определяется выражением [2]:

$$f_x = \frac{\mu_0 J^2}{16\pi} \sum_{j=1}^{16} \Big[t_j u_j \operatorname{arctg}\Big(\frac{s_j t_j}{u_j q_j}\Big) - s_j t_j \operatorname{arth}\Big(\frac{t_j}{q_j}\Big) - \frac{1}{2}(t_j^2 - u_j^2) \times \operatorname{arth}\Big(\frac{s_j}{q_j}\Big) + \frac{1}{2} s_j q_j \Big],$$

где $q_j = \sqrt{s_j^2 + t_j^2 + u_j^2}$; $\operatorname{arth}(V) \equiv \frac{1}{2}\ln\frac{(1+V)}{(1-V)}$ при $|V| < 1\Big(V = \frac{t_j}{q_j}$ или $V = \frac{s_j}{q_j}\Big)$; $\mu_0 = 4\pi 10^{-7}$ Гн/м — магнитная постоянная; J — намагниченность верхнего магнита

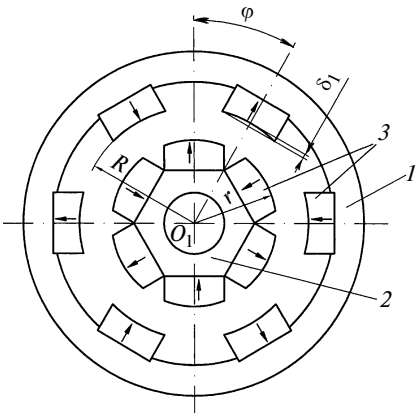


Рис. 1. Цилиндрическая магнитная муфта:
1, *2* — наружная и внутренняя полумуфты; *3* — магниты; φ — угол поворота наружной полумуфты относительно внутренней; O_1 — центр вращения; δ_1 — глубина шлифовки магнита; R — внутренний радиус наружной полумуфты; r — наружный радиус внутренней полумуфты; ↑ — вектор намагниченности

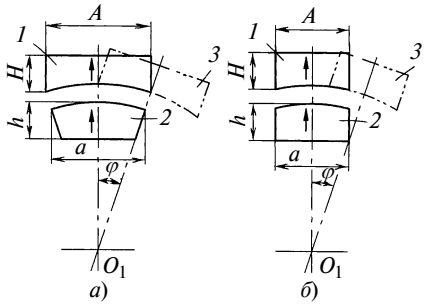


Рис. 2. Расположение пары противолежащих магнитов в магнитных муфтах:
а — с плотной укладкой; *б* — с магнитами одинаковых размеров; *1* и *2* — магниты соответственно внутренней и наружной полумуфт; *3* — положение наружного магнита, при котором муфта не передает крутящий момент

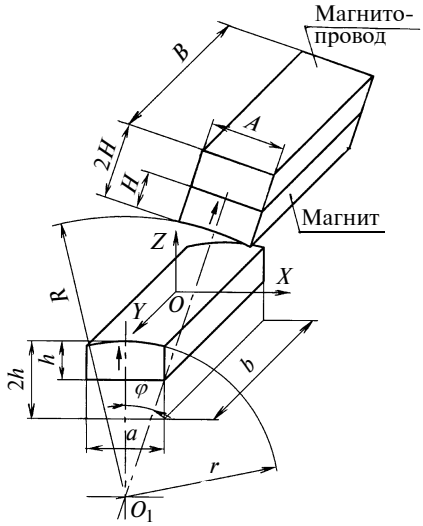


Рис. 3. Расположение магнитов в пространстве при повороте наружной полумуфты относительно внутренней на угол φ
(O — центр нижнего магнита)

(в магнитных муфтах намагниченности верхнего и нижнего магнитов одинаковые), А/м; значения s_j, t_j, u_j приведены в табл. 1.

Крутящий момент рассматриваемой пары призматических магнитов создают четыре силы f_x сдвига полюсов (притяжения и отталкивания), вместо x и z подставляют соответствующие расстояния. Крутящий момент, создаваемый парой магнитов, вычисляется по формуле

$$m(x, z) = [f_x(x, z) - f_x(x + 2H\sin\varphi, z + 2H\cos\varphi)]r - [f_x(x, z + 2h) - f_x(x + 2H\sin\varphi, z + 2h + 2H\cos\varphi)](r - 2h). \quad (1)$$

Крутящий момент всей магнитной муфты

$$M = Nm(x, z), \quad (2)$$

где N — число (четное) магнитов в полумуфте.

Координаты центра верхнего магнита (см. рис. 3) определяются уравнениями:

$$\left.\begin{aligned} x &= (R - \delta_1)\sin\varphi; \\ z &= (R - \delta_1)\cos\varphi - r; \\ y &= 0. \end{aligned}\right\}.$$

При определении координат верхнего магнита сделано допущение: магнит имеет форму призмы (хотя при изготовлении муфт магниты шлифуются на размер $\delta_1 = R - \sqrt{R^2 - (0{,}5A)^2}$ (см. рис. 1).

Таблица 1

j	Расчетные формулы		
	s_j	t_j	u_j
1	$(2x + a)\cos\varphi + A - 2z\sin\varphi$	$2y + b + B$	$(2x + a)\sin\varphi + 2z\cos\varphi$
2	$(2x - a)\cos\varphi - A - 2z\sin\varphi$	$2y + b + B$	$(2x - a)\sin\varphi + 2z\cos\varphi$
3	$(2x - a)\cos\varphi + A - 2z\sin\varphi$	$2y + b - B$	$(2x - a)\sin\varphi + 2z\cos\varphi$
4	$(2x + a)\cos\varphi - A - 2z\sin\varphi$	$2y + b - B$	$(2x + a)\sin\varphi + 2z\cos\varphi$
5	$(2x - a)\cos\varphi + A - 2z\sin\varphi$	$2y - b + B$	$(2x - a)\sin\varphi + 2z\cos\varphi$
6	$(2x + a)\cos\varphi - A - 2z\sin\varphi$	$2y - b + B$	$(2x + a)\sin\varphi + 2z\cos\varphi$
7	$(2x + a)\cos\varphi + A - 2z\sin\varphi$	$2y - b - B$	$(2x + a)\sin\varphi + 2z\cos\varphi$
8	$(2x - a)\cos\varphi - A - 2z\sin\varphi$	$2y - b - B$	$(2x - a)\sin\varphi + 2z\cos\varphi$
9	$-(2x + a)\cos\varphi + A + 2z\sin\varphi$	$-2y + b + B$	$-(2x + a)\sin\varphi - 2z\cos\varphi$
10	$-(2x - a)\cos\varphi - A + 2z\sin\varphi$	$-2y + b + B$	$-(2x - a)\sin\varphi - 2z\cos\varphi$
11	$-(2x - a)\cos\varphi + A + 2z\sin\varphi$	$-2y + b - B$	$-(2x - a)\sin\varphi - 2z\cos\varphi$
12	$-(2x + a)\cos\varphi - A + 2z\sin\varphi$	$-2y + b - B$	$-(2x + a)\sin\varphi - 2z\cos\varphi$
13	$-(2x - a)\cos\varphi + A + 2z\sin\varphi$	$-2y - b + B$	$-(2x - a)\sin\varphi - 2z\cos\varphi$
14	$-(2x + a)\cos\varphi - A + 2z\sin\varphi$	$-2y - b + B$	$-(2x + a)\sin\varphi - 2z\cos\varphi$
15	$-(2x + a)\cos\varphi + A + 2z\sin\varphi$	$-2y - b - B$	$-(2x + a)\sin\varphi - 2z\cos\varphi$
16	$-(2x - a)\cos\varphi - A + 2z\sin\varphi$	$-2y - b - B$	$-(2x - a)\sin\varphi - 2z\cos\varphi$

В магнитных полумуфтах, как правило, магниты расположены на замкнутых магнитопроводах (наружный и внутренний магнитопроводы имеют форму трубы). Исходя из этого, принимаем следующие допущения:

вся энергия магнитов сосредоточена на полюсах, обращенных к рабочему зазору между полумуфтами;

влияние полюсов на магнитопроводах мало из-за малого рассеивания магнитных полей; силы $f_x(x + 2H\sin\varphi, z + 2H\cos\varphi)$, $f_x(x + 2H\sin\varphi, z + 2h + 2H\cos\varphi)$ в уравнении (1) не учитываются. Тогда выражение (2) будет иметь вид:

$$M = Nm(x, z) = N\{[f_x(x, z)]r - [f_x(x, z + 2h)](r - 2h)\}.$$

Экспериментальные ($M_э$) и расчетные ($M_р$) крутящие моменты для магнитов из сплава Nd—Fe—B при $A = a$, $B = b$, $H = h$, $\varphi = \mathrm{arctg}[(0{,}5a/(r - h)]$ приведены

Таблица 2

Размеры магнита, мм	r, мм	R, мм	N, шт.	J, кА/м	$M_р$, Н · м	$M_э$, Н · м	$\frac{(M_э - M_р)100}{M_э}$, %
15 × 30 × 8	22	22,75	6	880	6,51	7,3	10,8
15 × 30 × 8	25	30,5	6	880	7,55	8,39	10,0
20 × 30 × 10	40	44	10	848	33,6	34,6	2,9
20 × 30 × 10	60	65	16	848	65,6	63,5*	—
20 × 40 × 10	40	44	10	848	51,9	57,0	8,9
20 × 50 × 10	66,5	71,5	18	848	151,1	155,0	2,6
20 × 70 × 10	66,5	71,5	18	800	199,0	199,0	0

* При данном крутящем моменте разрыва магнитной связи полумуфт не наблюдалось, дальнейшее увеличение момента не проводилось.

Таблица 3

Размеры магнитов полумуфт, мм		r, мм	R, мм	N, шт.	J, кА/м	$M_р$, Н · м	$M_э$, Н · м	$\frac{(M_э - M_р)100}{M_э}$, %
наружной $A \times B \times H$	внутренней $a \times b \times h$							
30 × 60 × 8 30 × (30 × 2) × 8	30 × 60 × 8 30 × (30 × 2) × 8	80	87	14	616	111,2 46,02 × 2 = 92,04	101	— 8,9
50,6 × 400 × 16 50,6 × (80 × 5) × 16	46,9 × 400 × 16 46,9 × (80 × 5) × 16	180	194	24	240	735,2 118,04 × 5 = 590,2	600	— 1,7

Таблица 4

Размеры магнитов полумуфт, мм		r, мм	R, мм	N, шт.	J, кА/м	$M_р$, Н · м	$\frac{(M_э - M_р)100}{M_э}$, %
наружной $A \times B \times H$	внутренней $a \times b \times h$						
27,4 × 30 × 10 20 × 30 × 10	20 × 30 × 10 20 × 30 × 10	40	44	10	848	37,4 33,6	11,0
25,5 × 30 × 10 20 × 30 × 10	20 × 30 × 10 20 × 30 × 10	60	65	16	848	71,2 65,6	8,5
25,6 × 50 × 10 20 × 50 × 10	20 × 50 × 10 20 × 50 × 10	66,5	71,5	18	848	164,6 151,1	8,9
25,6 × 70 × 10 20 × 70 × 10	20 × 70 × 10 20 × 70 × 10	66,5	71,5	18	800	217,0 199,0	9,0

в табл. 2. Анализ полученных данных показал, что разница расчетных и экспериментальных крутящих моментов не превышает 11 %.

Максимальная длина стандартных магнитов из сплавов редкоземельных химических элементов (Nd—Fe—B и Sm—Co) не превышает 70 мм. Максимальные размеры оксидно-бариевого магнита — 120 × 80 мм ($A \times B$ или $B \times A$). Для получения магнита необходимой длины [3] его набирают из нескольких магнитов стандартной длины.

В табл. 3 приведены $M_э$ и $M_р$ магнитных муфт с магнитами из сплава Sm—Co (КС37 с остаточной намагниченностью $J = 616\,000$ А/м) и оксидно-бариевых магнитов (16БА190 с остаточной намагниченностью $J = 240\,000$ А/м). Анализ показал, что $M_р$ магнитных муфт с "монолитными" магнитами превышают $M_э$ магнитных муфт с набранными магнитами. Муфты изготовлены с размерами $B = b$, набраны из нескольких магнитов стандартной длины. Расчеты, выполненные для составных (набранных) магнитов, близки экспериментальным значениям $M_э$ (см. табл. 2, 3).

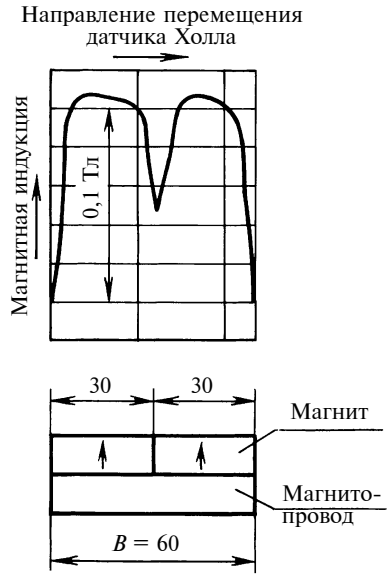


Рис. 4. Нормальная составляющая магнитной индукции над поверхностью двух магнитов

Причиной несовпадения расчетных и экспериментальных данных для монолитных магнитов является резкое снижение магнитной индукции в местах стыковки магнитов стандартной длины (рис. 4), что обусловливает уменьшение среднего значения магнитной индукции в воздушном зазоре между полумуфтами, а, следовательно, и уменьшение крутящего момента магнитной муфты.

В стандартных магнитных муфтах с магнитами одинаковых размеров (см. рис. 2, *б*) в наружной и внутренней полумуфтах (магниты во внутренней полумуфте установлены плотно друг к другу) передающий крутящий момент можно увеличить путем увеличения размера A магнита наружной полумуфты (см. рис. 3). При этом размер A будет иметь максимальное значение.

В табл. 4 приведены значения относительного увеличения крутящего момента при использовании магнитов различных размеров. Анализ показал, что крутящий момент муфты можно увеличить на 8,5 % путем увеличения размера A.

Таким образом, при определении крутящего момента магнитной муфты учитывается воздушный зазор между полумуфтами. При использовании наборных муфт крутящий момент вычисляют для каждого стандартного магнита, крутящий момент муфты равен сумме крутящих моментов магнитов, составляющих размер B. Крутящий момент муфты можно увеличить путем увеличения размера A магнита наружной полумуфты стандартной муфты.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

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

2. **Красильников А. Я.** Силовые взаимодействия между полумуфтами и расчет крутящего момента магнитной муфты // Вестник машиностроения. 2000. № 12. С. 12—17.

3. **Красильников А. Я.** Стандартные конструкции магнитных систем и муфт // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2002. № 7. С. 35—37.

УДК 539.4.01.2

М. М. МАТЛИН, д-р техн. наук, А. И. МОЗГУНОВА, канд. техн. наук,
А. А. СТАРИКОВ (ВолгГТУ, г. Волгоград)

Оценка нагрузочной способности деталей при первоначальном точечном контакте

Получены аналитические зависимости для расчета критических нагрузок, отвечающих зарождению пластической деформации на различных этапах нагружения, и для определения предельной нагрузки, соответствующей резкому отклонению размеров отпечатка на поверхности детали от значений, рассчитанных по "упругим" зависимостям Г. Герца. Показана возможность повышения нагрузочной способности деталей машин при первоначальном точечном контакте.

Ключевые слова: точечный контакт, нагрузочная способность, пластическая деформация, нагружение, напряженно-деформированное состояние.

The analytic dependencies have been obtained for calculation of critical loads, corresponding to initiation of plastic deformation on different loading stages, and for determination of limit load, corresponding to sharp size drift of imprint on the detail's surface from the values, calculated regarding "resilient" Hertz's dependencies. A load capacity growth possibility of details at initial localized contact was shown.

Keywords: localized contact, load capacity, plastic deformation, loading, deflected mode.

Силовое контактное взаимодействие деталей машин (подшипников качения, деталей обгонных муфт, фрикционных передач, зубчатых колес, колеса с рельсом и т. п.) происходит, как правило, в условиях чисто упругих деформаций в контакте. В то же время, например, при оценке статической грузоподъемности подшипников качения [1], допускается наличие малых пластических деформаций в контакте. Расчет параметров контакта в таких случаях осложнен неравномерностью распределения касательных напряжений в объеме материала, прилегающего к зоне контакта, когда пластическая деформация возникает в различных точках деформированной зоны на разных стадиях нагружения. Первоначально пластическая деформация возникает на глубине $0{,}48a$ (где a — радиус площадки контакта) по оси действия контактной нагрузки, затем распространяется к контуру площадки контакта и появляется на поверхности детали в центре площадки контакта [2].

При традиционном методе расчета контактной прочности деталей машин используют формулы Герца, описывающие закономерности упругого контакта. При этом предельной считают нагрузку, соответствующую появлению пластической деформации в центре площадки контакта [3]. Условия применения формул Герца: незначительные размеры площадки контакта по сравнению с радиусами кривизны поверхностей в зоне контакта; контактирующие поверхности идеальны, абсолютно гладкие и сухие; силы трения отсутствуют; материалы тел изотропны; деформации только упругие.

При расчете на статическую прочность предельные по условию полного отсутствия течения материала контактные напряжения для вязких пластичных материалов принимают равными $2\sigma_{0,2}$ ($\sigma_{0,2}$ — предел текучести). Предельные напряжения по критерию сопротивления контактной усталости при перекатывании выбирают в зависимости от твердости качества поверхности и условий контакта [3]. Однако известно, что даже при заметном превышении этих напряжений детали могут оставаться работоспособными, несмотря на появление в зоне контакта малых пластических деформаций.

Для вычисления нагрузки $P_{кр}$, соответствующей появлению пластической деформации в центре контакта, использовали закономерности деформационной теории пластичности, которая предполагает, что независимо от вида напряженно-деформированного состояния для данного материала справедлива единая кривая деформирования, описывающая связь интенсивности напряженного состояния материала с интенсивностью ε_i деформирования. Наиболее часто кривую деформирования в области упрочнения аппроксимируют степенной функцией [4]:

$$S_i = A\varepsilon_i^m, \qquad (1)$$

где A и m — постоянные коэффициенты диаграммы деформирования для данного материала.

Результаты исследований [5] показали, что при одинаковых интенсивностях $\varepsilon_{i,\,0}$ деформирования в центре первоначального точечного упругопластического контакта и истинного удлинения ε при одноосном растяжении образца значения $\sigma_{i,\,0}$ несколько ниже значений S. Экспериментально установлено, что для совпадения значений $\sigma_{i,\,0}$ и S (при $\varepsilon_{i,\,0} = \varepsilon$) необходимо учитывать поправочный коэффициент e^{ε_p} (ε_p — предельная равномерная деформация материала детали):

$$\sigma_{i,\,0} = S/e^{\varepsilon_p}. \qquad (2)$$

С учетом этого, используя метод переменных параметров упругости [5, 6], были получены зависимости, определяющие интенсивности деформаций ($\varepsilon_{i,\,0}$) и напряжений ($\sigma_{i,\,0}$) в центре контакта сферического индентора с упругопластическим полупространством (поверхность детали):

$$\sigma_{i,\,0} = 0{,}955(1 - 2\mu_2)P/d^2; \qquad (3)$$

$$\varepsilon_{i,\,0} = \left(0{,}444\frac{d^3}{PD} - 4{,}189k_1\right)\sigma_{i,\,0}, \qquad (4)$$

где μ_2 — коэффициент Пуассона материала полупространства (детали); P — нагрузка, действующая на сферический индентор; d — диаметр остаточного отпечатка на поверхности детали; D — диаметр сферического индентора; $k_1 = (1 - \mu_1^2)/\pi E_1$; μ_1 и E_1 — соответственно коэффициент Пуассона и модуль нормальной упругости материала сферического индентора.

В момент появления пластической деформации на поверхности отпечатка в центре площадки контакта $\sigma_{i,0} = \sigma_{0,2}$, тогда с учетом поправочного коэффициента e^{ε_p}, формул (2) и (4) получим:

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{P_{кр}}{\sigma_{0,2}} e^{\varepsilon_p} 0{,}955(1 - 2\mu_2)}. \quad (5)$$

В соответствии с теорией упругости [2] диаметр отпечатка в контакте упругого шара (сферический индентор) с упругим материалом детали находится по формуле $d = 2\sqrt[3]{\frac{3}{4}\pi RP(k_1 + k_2)}$ при $P = P_{кр}$:

$$d_{кр} = 2\sqrt[3]{\frac{3}{4}\pi RP_{кр}(k_1 + k_2)}. \quad (6)$$

Решая совместно уравнения (5) и (6), получим:

$$P_{кр} = 408\frac{R^2(k_1 + k_2)^2}{(1 - 2\mu_2)^3 (e^{\varepsilon_p})^3}\sigma_{0,2}^3, \quad (7)$$

где $k_{1,2} = (1 - \mu_{1,2}^2)/\pi E_{1,2}$; μ — коэффициент Пуассона; E — модуль нормальной упругости (индексы 1 и 2 относятся к материалам соответственно шара и детали).

Из выражения (7) видно, что величина критической нагрузки $P_{кр}$ зависит от упругих и пластических свойств материалов детали и шара, а также от радиуса шара. Если материал шара и материал детали обладают одинаковыми упругими свойствами, то при $\mu = 0{,}3$:

$$P_{кр} = 2139\frac{R^2}{E^2(e^{\varepsilon_p})^3}\sigma_{0,2}^3;$$

при $R = 5$ мм и $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ Н/мм^2 (для стали):

$$P_{кр} = 1{,}212 \cdot 10^{-6}\frac{\sigma_{0,2}^3}{(e^{\varepsilon_p})^3}.$$

По контуру площадки контакта появляется пластическая деформация при нагрузке $P_{кр.кон} \ll P_{кр}$. С учетом того, что в точках контура отпечатка $\tau_{max} = 0{,}133q_0$, и допущения [2] получим:

$$P_{кр.кон} = 0{,}425P_{кр}. \quad (8)$$

Аналогично определим силу $P_{кр.гл}$, соответствующую появлению пластической деформации на глубине $0{,}48a$:

$$P_{кр.гл} = 0{,}0336P_{кр}. \quad (9)$$

При экспериментальных исследованиях параметров контакта упругого шара с плоской поверхностью упругопластической детали при малых нагрузках, близких к критической нагрузке перехода от упругой к упругопластической деформации, измеряли фактические глубины остаточных отпечатков в контакте стальных (62...65 *HRC*) сферических сегментов диаметром $D = 10$ мм с плоской поверхностью стальных плиток, твердости *НД* которых варьировали в диапазоне 1300...11380 МПа (*НД* — пластическая твердость материала плиток по ГОСТ 18835—73). При нагрузках на сферический сегмент $P \leqslant 700$ Н сближение измеряли оптикатором с ценой деления 0,2 мкм, при больших нагрузках — индикатором часового типа с ценой деления 1 мкм. Для регистрации нагрузки $P_{кр}$, отвечающей появлению отпечатка глубиной $h \geqslant 0{,}2$ мкм, до $P_{кр}$ выполняли ступенчатое нагружение с шагом 10 Н.

Экспериментальные значения $P_{кр}$ сопоставили с расчетными [см. формулы (7)—(9)] (рис. 1).

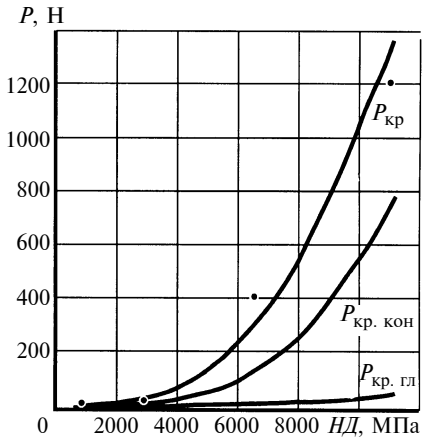


Рис. 1. Зависимости изменения критических нагрузок ($P_{кр}$, $P_{кр.кон}$, $P_{кр.гл}$) в контакте стального сферического сегмента ($D = 10$ мм) со стальными плитками от твердости *НД*: линии — расчет по формулам (7)—(9); точки — экспериментальные

В высокоточных и ответственных сопряжениях деталей (например, в прецизионных подшипниках качения) появление пластических деформаций недопустимо. В то же время в тяжело нагруженных узлах машин детали нередко сохраняют работоспособность и при нагрузках, существенно превышающих такие, при которых в зоне контакта возникают названные выше малые пластические деформации. В работе [7] показано, что в таких случаях предельной контактной нагрузкой $P_{пр}$ можно считать нагрузку, соответствующую резкому отклонению кривой вдавливания от упругих зависимостей Г. Герца. В связи с этим ниже приведено аналитическое решение задачи определения предельной нагрузки $P_{пр}$, которое выполнено на основе деформационной теории пластичности, метода переменных параметров упругости и результатов работы [5]. С учетом выражений (2) и (3) формула (4) принимает вид:

$$A'\varepsilon_{i,0}^n = 0{,}955(1 - 2\mu_2)P/d^2, \quad (10)$$

где $A' = A/e^{\varepsilon_p}$ — коэффициент диаграммы деформирования, учитывающий поправочный коэффициент.

Из формулы (10) получим:

$$d_{пр} = \sqrt{0{,}955(1 - 2\mu_2)P_{пр}/(A'\varepsilon_{i,0}^n)}.$$

Подставив выражения (1)—(3) и (5) в уравнение (4), получим

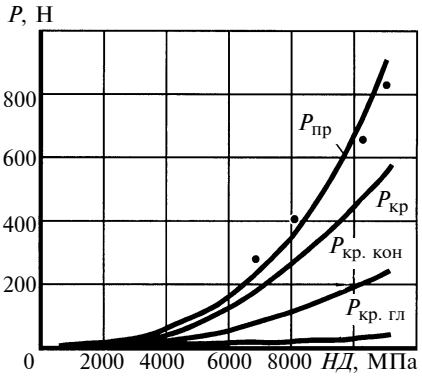


Рис. 2. Зависимости изменения критической ($P_{кр}$) и предельной ($P_{пр}$) нагрузок в контакте шарика из вольфрамокобальтового сплава ВК-8 (R = 5 мм) со стальными плитками от твердости *НД*:
линии — расчет по формулам (7)—(9), (11); точки — $P_{пг}$

формулу для определения контактной нагрузки, которая соответствует началу отклонения от зависимостей Г. Герца:

$$P_{пр} = \left[\frac{0{,}239R(A')^{0,5}(\varepsilon_{i,0})^{1+0,5n} + R(A')^{1,5}k_1(\varepsilon_{i,0})^{1,5n}}{0{,}049(1-2\mu_2)^{1,5}}\right]^2, \quad (11)$$

где $\varepsilon_{i,0} = (4{,}19k_2A')^{\frac{1}{1-n}}$ — интенсивность деформации в центре контакта в момент резкого отклонения размеров отпечатка на поверхности детали от значений, рассчитанных по "упругим" зависимостям Г. Герца.

Сопоставляя зависимости (7) и (11) с экспериментальными данными [7], получили хорошее совпадение результатов опыта (относительная погрешность составила 4÷6 %) с расчетом $P_{пр}$ по формуле (11).

На рис. 2 приведены примеры определения значений $P_{кр}$ и $P_{пр}$, вычисленные по формулам (7) и (11) для деталей из сталей с различной твердостью.

Анализ показал, что для материала с пластической твердостью до *НД* = 5000 МПа, использование $P_{пр}$ в качестве критерия работоспособности позволяет повысить контактную нагрузку до 18 %, а при использовании более твердых сталей нагрузочную способность можно повысить от 20 до 60 %.

Полученные результаты можно использовать на практике в инженерных расчетах при оценке нагрузочной способности деталей машин, работающих в условиях контактного нагружения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 18854—94.** Подшипники качения. Статическая грузоподъемность. М.: Изд-во стандартов. 1997. 13 с.

2. **Расчеты** на прочность в машиностроении / С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев и др. Т. 1. М.: Машгиз, 1956. 884 с; Т. 2. 1958. 974 с; Т. 3. 1959. 1118 с.

3. **Леликов О. П.** Контактное взаимодействие деталей машин // Справочник. Инженерный журнал. 2001. № 4. С. 25—34, № 5. С. 17—27.

4. **Малинин Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 400 с.

5. **Матлин М. М.** Определение параметров первоначально точечного упругопластического контакта по физико-механическим свойствам контактирующих тел: Проблемы машиностроения и автоматизации. М.: Межд. центр научной и технической информации. 1993. № 5. С. 11—20.

6. **Пат. 2027984 РФ:** МКИ[4] G01 N3/00: Способ определения коэффициента нормальной контактной жесткости упругопластического контакта детали и индентора двоякой кривизны.

7. **Черменский О. Н.** Определение несущей способности плоской опоры из закаленной стали при контакте с жестким цилиндром и шаром // Машиноведение. 1976. № 4. С. 77—80.

УДК 621.83.062.1

О. В. ШАРКОВ, канд. техн. наук, А. В. КАЛИНИН (Калининградский ГТУ)

Исследование кинематических характеристик импульсных вариаторов

Приведены результаты экспериментальных исследований кинематических характеристик импульсных вариаторов с эксцентриковыми механизмами свободного хода различных конструктивных схем. Получены формулы для определения изменений передаточных отношений импульсных вариаторов под нагрузкой.

Ключевые слова: передаточное отношение, импульсные вариаторы, нагрузка, кинематическая характеристика, эксцентриковый механизм свободного хода.

Experimental investigation results of kinematic characteristics of pulse variators with eccentric free-wheel clutch mechanisms for different construction diagrams are presented. The formulae for determination of changes of transmission ratios of loaded pulse variators have been obtained.

Keywords: transmission ratio, pulse variators, load, kinematic characteristic, eccentric freewheel clutch mechanism.

Эффективным способом повышения производительности машин и качества выпускаемой продукции является применение бесступенчатых приводов, что обеспечивает плавное изменение их скоростных характеристик.

Сегодня наряду с электрическими и гидравлическими бесступенчатыми приводами широко применяют и механические бесступенчатые приводы, к которым относятся импульсные бесступенчатые передачи с переменными кинематическими связями — импульсные вариаторы (ИВ) [1]. Они отличаются компактностью на единицу мощности, широким диапазоном регулирования передаточного отношения. Выпускаются автоматические ИВ без дополнительных устройств, они могут совмещать в

себе функции редуктора и устройства для предохранения от перегрузок.

Основной характеристикой ИВ является настроенное передаточное отношение $i_н$. ИВ представляет собой совокупность функционально связанных механизмов: преобразующего, регулирующего и свободного хода.

Изменение кинематических характеристики ИВ зависит в основном от работы механизма свободного хода (МСХ), который выполняет функцию выпрямителя механических импульсов и обусловливает переменность кинематических связей в силовой схеме. В ИВ находят применение как фрикционные (роликовые), так и нефрикционные (микрохраповые) МСХ. В силовой схеме МСХ является элементом с наименьшей жесткостью и оказывает наибольшее влияние на вид и стабильность кинематической характеристики. Так, роликовые МСХ обладают малой крутильной жесткостью [2], что снижает стабильность кинематической характеристики ИВ. Исследования вариаторов типа ИВА показали, что пробуксовка роликовых МСХ ведет к увеличению настроенного передаточного отношения на 40÷44,5 % [3, 4].

Микрохраповые МСХ по сравнению с роликовыми обладают высокой крутильной жесткостью и обеспечивают бóльшую стабильность кинематической характеристики ИВ при увеличении нагрузки [4]. Однако число храповых зубьев в таких МСХ всегда конечно, и их применение принципиально не может обеспечить плавное изменение кинематической характеристики ИВ [2].

Недостаточная работоспособность ИВ с традиционными МСХ обусловливают необходимость применения механизмов новых конструкций, например эксцентриковых МСХ [5], основными достоинствами которых являются: высокая нагрузочная способность и жесткость; компактность; технологичность изготовления составляющих элементов.

Для экспериментальных исследований кинематических характеристик ИВ с эксцентриковыми МСХ фрикционного и нефрикционного типов были выбраны три типа ИВ (I—III), выполненных по соосной схеме с зубчато-рычажным преобразующим механизмом [6]. Исследуемые ИВ выполняли также функцию редуктора, что позволило обеспечить их компактность и высокую нагрузочную способность. Технические характеристики всех трех типов ИВ приведены в табл. 1.

При исследовании в качестве основного параметра, определяющего кинематическую характеристику ИВ, принимали передаточное отношение i_P под нагрузкой, а в качестве независимых параметров — первоначально настроенное передаточное отношение $i_н$ без нагрузки и вращающий момент T на выходном валу вариатора.

В целях сокращения числа измерений и получения зависимостей, адекватно отражающих изменение кинематической характеристики, было проведено научное планирование эксперимента, при котором важным является выбор типа модели, описывающей поверхность отклика. Согласно рекомендациям работы [7] при исследовании ИВ с эксцентриковыми МСХ нефрикционного типа планирование экспериментов проводили на основе планов первого порядка типа 2^2, а с эксцентриковыми МСХ фрикционного типа — планов второго порядка типа 3^2, близких к D-оптимальным [8], имеющих хорошие статистические характеристики и включающих небольшое число экспериментальных точек. Следовательно, поверхность отклика, характеризующую изменение передаточного отношения ИВ с эксцентриковыми МСХ нефрикционного типа, можно описать линейной моделью с использованием полиномов первого порядка, а ИВ с МСХ фрикционного типа — нелинейной с использованием полиномов второго порядка.

Таблица 1

Тип ИВ	Передаваемая мощность P, кВт	Максимальный вращающий момент на выходном валу T, Н · м	Частота вращения n, мин$^{-1}$	Габаритные размеры $L \times B \times H$, мм	Тип МСХ
I	1,5	250	0÷30	400 × 320 × × 380	Фрикционный, нефрикционный
II	0,55	100	0÷60	240 × 400	Фрикционный
III	7,5	3000	0÷45	660 × 670 × × 670	Фрикционный

Таблица 2

Тип ИВ	Тип плана	Уровни варьирования независимых параметров	
		$i_н$	T, Н · м
I	2^2 3^2	12; 120 12; 66; 120	0; 250 0; 125; 250
II III	3^2 2^2	20; 100; 180 20; 180	0; 50; 100 250; 2750

Независимые параметры (табл. 2) варьировали в зоне рабочих режимов ИВ в условиях нормальной эксплуатации. До измерений наработка ИВ составляла 50 ч при пониженной нагрузке, т. е. 10 % от максимального значения T.

Независимые параметры изменяли согласно плану эксперимента. Сначала настраивали передаточное отношение $i_н$, затем нагружали выходной вал ИВ и измеряли его угловую скорость. Зная угловые скорости входного (ω_1) и выходного (ω_2) валов, можно определить передаточное отношение вариатора: $i_P = \omega_1/\omega_2$.

В ИВ заливали масло ИГА-32. Частота включения эксцентриковых МСХ в ИВ типа I составила 10 Гц, II — 12 Гц, III — 15 Гц. Измерения проводили во всех точках (пять точек) плана эксперимента, а также в дополнительных точках. Статистическая обработка полученных результатов [9] показала, что относительная погрешность i_P для серии измерений не превышает: для ИВ типа I — 9,2 %, II — 8,7 %, III — 8,8 %. В результате были получены аналитические зависимости изменения кинематических характеристик ИВ.

На рис. 1 показаны поверхности откликов, характеризующие изменения передаточного отношения i_P от нагрузки T для ИВ типа I с эксцентриковыми МСХ фрикционного и нефрикционного типов.

Зависимости изменения передаточного отношения от нагрузки для ИВ типа I при применении эксцентриковых МСХ соответственно нефрикционного и фрикционного типа:

$$i_P = 6{,}10 \cdot 10^{-3} + i_{\text{н}} - 1{,}31 \cdot 10^{-3} T + 2{,}66 \cdot 10^{-4} i_{\text{н}} T; \quad (1)$$

$$i_P = -1{,}410 + 1{,}09 i_{\text{н}} + 1{,}88 \cdot 10^{-3} T - 7{,}34 \cdot 10^{-4} i_{\text{н}}^2 + 2{,}30 \cdot 10^{-5} T^2 + 4{,}96 \cdot 10^{-4} i_{\text{н}} T. \quad (2)$$

При $0 \leqslant T \leqslant 250$ Н · м наблюдалось увеличение передаточного отношения i_P. При эксцентриковых МСХ нефрикционного типа увеличение i_P носит линейный характер и находится в пределах 4,1÷7,3 %, а фрикционного типа — нелинейный характер и находится в пределах 13,2÷20,8 %.

Большее увеличение наблюдается i_P при эксцентриковых МСХ фрикционного типа, особенно в диапазоне нагрузок МСХ. При $50 \leqslant T \leqslant 150$ Н · м увеличения i_P при эксцентриковых МСХ обоих типов сопоставимы и составляют соответственно 1,5÷7,6 и 0,8÷5,3 %.

На рис. 2, *а* показана поверхность отклика, характеризующая изменение передаточного отношения $i_{\text{н}}$ от нагрузки T для ИВ типа II с эксцентриковыми МСХ фрикционного типа. При этом передаточное отношение находится по формуле

$$i_P = -0{,}775 + 1{,}05 i_{\text{н}} + 5{,}32 \cdot 10^{-3} T - 2{,}77 \cdot 10^{-4} i_{\text{н}}^2 + 2{,}33 \cdot 10^{-4} T^2 + 1{,}25 \cdot 10^{-3} i_{\text{н}} T. \quad (3)$$

При $0 \leqslant T \leqslant 100$ Н · м изменение i_P носит нелинейный характер и находится в пределах 12,9÷18,4 %.

На рис. 2, *б* показана поверхность отклика, характеризующая изменение i_P от нагрузки для ИВ типа III с эксцентриковыми МСХ нефрикционного типа. Для определения передаточного отношения используют выражение

$$i_P = -0{,}437 + i_{\text{н}} - 4{,}50 \cdot 10^{-5} T + 2{,}82 \cdot 10^{-5} i_{\text{н}} T. \quad (4)$$

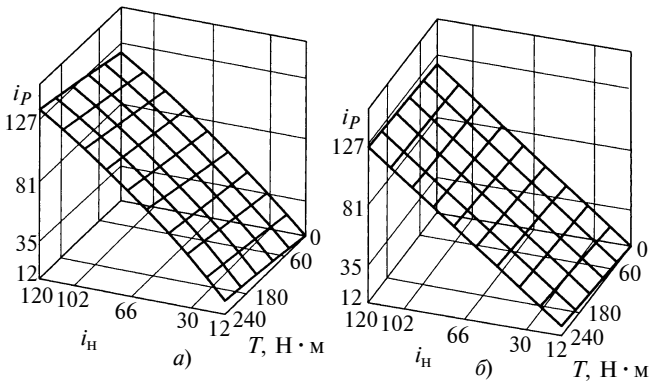


Рис. 1. Поверхности откликов, характеризующие изменения передаточных отношений i_P от нагрузки T, для ИВ типа I с эксцентриковыми МСХ фрикционного (*а*) и нефрикционного (*б*) типов

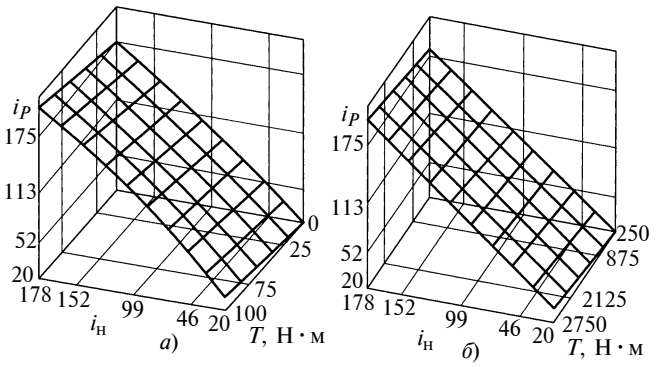


Рис. 2. Поверхности откликов, характеризующие изменения передаточных отношений i_P от нагрузки T, для ИВ типа II с эксцентриковыми МСХ фрикционного (*а*) и типа III с МСХ нефрикционного (*б*) типов

При $250 \leqslant T \leqslant 2750$ Н · м наблюдалось увеличение $i_{\text{н}}$ на 1,0÷9,9 %, которое носит линейный характер.

Были проведены качественные (табл. 3) и количественные оценки адекватности полученных результатов. При качественной оценке использовали критерии Кохрена и Фишера при доверительной вероятности 0,95. Дисперсию полученных результатов можно считать однородной, так как значение критерия Кохрена [10] для результатов всех опытов меньше критического.

Таблица 3

Тип ИВ	Тип плана	Критерий Кохрена G	Критерий Фишера F
I	2^2	$0{,}397 < G_{0,95}(4,4) = 0{,}628$	$2{,}773 < F_{0,95}(1,16) = 4{,}49$
	3^2	$0{,}254 < G_{0,95}(4,9) = 0{,}358$	$1{,}838 < F_{0,95}(3,36) = 2{,}87$
II	3^2	$0{,}273 < G_{0,95}(4,9) = 0{,}358$	$1{,}748 < F_{0,95}(3,36) = 2{,}87$
III	2^2	$0{,}423 < G_{0,95}(4,4) = 0{,}628$	$2{,}865 < F_{0,95}(1,16) = 4{,}49$

Выражения (1)—(4) адекватно описывают экспериментальные поверхности отклика, так как значение критерия Фишера [10] для всех зависимостей меньше критического.

Количественная оценка проводилась с использованием относительной погрешности для всех точек планов экспериментов и дополнительных экспериментальных точек [9]. Для выражения (1) относительная погрешность для большинства точек находится в пределах 0,74—2,33 % и только в одной точке составляет 4,22 %, для выражения (2) погрешность для всех точек находится в пределах 0,90÷3,93 %. Для выражения (3) относительная погрешность для большинства точек находится в пределах 0,47÷2,1 % и только в одной точке составляет 7,0 %. Для выражения (4) относительная погрешность для большинства точек находится в пределах 0,88÷3,90 % и только для трех точек составляет 6,16÷7,46 %.

Полученные зависимости позволяют корректировать настраиваемое (номинальное) передаточное отношение ИВ в зависимости от нагрузки, что обеспечивает оптимальную эксплуатацию приводов машин.

В приводах машин, к которым предъявляются повышенные требования относительно жесткости их кинематических характеристик, целесообразно применять ИВ с эксцентриковыми МСХ нефрикционного типа, там, где допускается менее жесткая кинематическая характеристика, а также в условиях динамического приложения нагрузки, целесообразно применять ИВ с эксцентриковыми МСХ фрикционного типа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кропп А. Е.** Приводы машин с импульсными вариаторами. М.: Машиностроение, 1988. 144 с.
2. **Благонравов А. А.** Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа. М.: Машиностроение, 1977. 143 с.
3. **Кропп А. Е., Шапошников А. В.** Импульсный вариатор с дифференциальным механизмом свободного хода // Вестник машиностроения. 1980. № 7. С. 26, 27.
4. **Леонов А. И.** Микрохраповые механизмы свободного хода. М.: Машиностроение, 1982. 219 с.
5. **Горин М. П., Шарков О. В., Калинин А. В.** Опыт разработки эксцентриковых механизмов свободного хода для механических импульсных систем // Межд. науч.-техн. симпозиум "Машины и механизмы ударного, периодического и вибрационного действия". Орел: 2000. С. 334—337.
6. **Горин М. П., Шарков О. В., Кузнецова Н. А.** Импульсные вариаторы с эксцентриковыми механизмами свободного хода // Машиностроитель. 2001. № 7. С. 14—16.
7. **Шарков О. В., Лежанкова Т. Ю.** К выбору типа модели при исследовании эксцентриковых механизмов свободного хода // Межд. науч. конф. "Инновации в науке и образовании-2003". Калининград: 2003. С. 171—172.
8. **Налимов В. В.** Таблицы планов эксперимента для факторных и полиномиальных моделей. М.: Металлургия, 1982. 752 с.
9. **Грановский В. А., Сирая Т. Н.** Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. Л.: Энергоатомиздат, 1990. 288 с.
10. **Большев Л. Н., Смирнов Н. В.** Таблицы математической статистики. М.: Наука, 1983. 416 с.

УДК 539.3:624.07:534.1

А. И. МУНИЦЫН, канд. техн. наук (ИГЭУ, г. Иваново)

Пространственные колебания консольного стержня из нелинейно-упругого материала

Приведено аналитическое решение задачи о вынужденных изгибных колебаниях консольного стержня с учетом физической нелинейности, обусловленной нелинейной упругостью материала. Исследованы вынужденные колебания стержня в окрестности главного резонанса.

Ключевые слова: вынужденные колебания, консольный стержень, нелинейно-упругий материал, нагрузка, резонанс, амплитуда.

Analytic solution of the problem on forced bending vibrations of a cantilever bar subject to physical nonlinearity conditioned by the material's nonlinear elasticity is presented. The forced vibrations of the bar in vicinity of main resonance have been studied.

Keywords: forced vibrations, cantilever bar, nonlinear-elastic material, load, resonance, amplitude.

Расчетная схема многих объектов машиностроения представляет собой консольно-закрепленный стержень, находящийся под действием гармонической нагрузки. В большинстве случаев в такой системе при использовании традиционных упругих материалов физической и геометрической нелинейностями можно пренебречь. Но при использовании нелинейно-упругих материалов имеют место качественные изменения, вызванные взаимодействием форм колебаний стержня в двух взаимно ортогональных направлениях.

При исследованиях пространственных колебаний струны и стержня с неподвижными шарнирными опорами [1—5] обнаружена взаимосвязь между колебаниями, имеющими различные направления, что обусловливает существование как плоских, так и пространственных форм движения. Для вынужденных колебаний в окрестности главного резонанса существует диапазон частот, в котором возникают устойчивые параметрические колебания в плоскости, ортогональной действию

вынуждающей силы, суммарное движение точек происходит по эллипсу.

Пусть центральная ось стержня в недеформированном состоянии совпадает с осью x прямоугольной системы координат, главные оси инерции поперечного сечения параллельны осям y и z. Обозначим перемещения точек средней линии стержня (ν и ω) и изгибающие моменты (M_z и M_y). Координаты концов стержня соответствуют $x_1 = 0$ и $x_2 = L$. Пренебрегая геометрической нелинейностью, рассмотрим уравнения изгибных колебаний стержня:

$$\left.\begin{aligned} \rho F\ddot{v} + \beta\rho F\dot{v} + M_z'' = q_1(x, t); \\ \rho F\ddot{w} + \beta\rho F\dot{w} + M_y'' = q_2(x, t); \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где ρ — плотность материала; F — площадь поперечного сечения; β — параметр внешней диссипации (штрихи — производные по x, точки — по времени).

В теории изгиба стержней изгибающие моменты и напряжения связаны выражениями:

$$M_z = \int_F \sigma y \mathrm{d}F; \quad M_y = \int_F \sigma z \mathrm{d}F. \quad (2)$$

Продольная деформация в точке сечения с координатами y и z имеет вид:

$$\varepsilon = -(yv'' + zw''). \quad (3)$$

Для нелинейно-упругого материала связь между напряжениями и деформациями определяется уравнением

$$\sigma = E(\varepsilon + \alpha\varepsilon^3 + \eta\dot{\varepsilon}), \quad (4)$$

где E — модуль упругости; α — параметр нелинейности; η — внутренняя диссипация.

Подставив уравнения (3) и (4) в выражение (2), получим выражения для изгибающих моментов:

$$\left.\begin{aligned} M_z = EJ_z v'' + \alpha EJ_{zz}(v'')^3 + 3\alpha EJ_{yz}(w'')^2 v'' + \eta EJ_z \dot{v}''; \\ M_y = EJ_y w'' + \alpha EJ_{yy}(w'')^3 + 3\alpha EJ_{yz}(v'')^2 w'' + \eta EJ_y \dot{w}''. \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

Здесь введены следующие обозначения моментов инерции сечения стержня второго и четвертого порядков:

$$J_z = \int_F y^2 \mathrm{d}F; \; J_y = \int_F z^2 \mathrm{d}F; \; J_{zz} = \int_F y^4 \mathrm{d}F;$$
$$J_{yy} = \int_F z^4 \mathrm{d}F; \; J_{yz} = \int_F y^2 z^2 \mathrm{d}F.$$

Уравнения (1) и (5) описывают изгибные колебания стержня из нелинейно-упругого материала. Перемещения вдоль координат y и z связаны между собой нелинейными членами соотношений (5), что может приводить к взаимодействию колебаний в двух плоскостях.

Введем безразмерные перемещения: $v_* = v/L$; $w_* = w/L$; $x_* = x/L$ и время $t_* = \omega_0 t$, где $\omega_0 = (\pi/L)^2(EJ_z)^{1/2}(\rho F)^{-1/2}$, а также безразмерные параметры: $\beta_* = \beta\omega_0$; $\sigma_* = \sigma/\omega_0$; $q_{*1} = q_1 L^3/(EJ_z)$; $q_{*2} = q_2 L^3/(EJ_z)$ (далее звездочки опускаются).

Представим решение в виде разложения по одной фазисной функции:

$$v(x, t) = \varphi_1(t)\psi(x); \quad w(x, t) = \varphi_2(t)\psi(x), \quad (6)$$

где $\psi(x)$ — первая форма колебаний консольной балки.

Подставив выражения (6) и (5) в уравнение (1), получим уравнения вынужденных колебаний стержня в безразмерных переменных:

$$\left.\begin{aligned} \ddot{\varphi}_1 + \beta_1\dot{\varphi}_1 + \omega_1^2\varphi_1 + D(\gamma_1\varphi_1^2 + \gamma_{12}\varphi_2^2)\varphi_1 = f_1(t); \\ \ddot{\varphi}_2 + \beta_2\dot{\varphi}_2 + \omega_2^2\varphi_2 + D(\gamma_{12}\varphi_1^2 + \gamma_2\varphi_2^2)\varphi_2 = f_2(t). \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Здесь введены следующие обозначения:

$$\beta_1 = \beta + \eta\omega_1^2; \; \beta_2 = \beta + \eta\omega_2^2;$$

$$D = 3\int_0^1 \psi''^2 \psi^{\mathrm{IV}} \psi \mathrm{d}x + 6\int_0^1 \psi''\dot{\psi}''^2 \mathrm{d}x;$$

$$\gamma_1 = J_{zz}/(J_z L^2); \; \gamma_2 = J_{yy}/(J_z L^2); \; \gamma_{12} = J_{yz}/(J_z L^2);$$

$$f_k(t) = 2\int_0^1 q_k(x, t)\psi \mathrm{d}x.$$

Рассмотрим только сечения с близкими значениями главных осевых моментов инерции, например эллипс с почти равными осями. Для таких сечений $\omega_2^2 = \omega_1^2(1 + \varepsilon\delta)$; $J_{yy} = J_{zz}(1 + \varepsilon\delta_1)$; $J_{yz} = J_{zz}(1/2 + \varepsilon\delta_2)$, где ε — малый параметр.

Полагая в уравнении (7) малыми величинами амплитуды внешней нагрузки, диссипацию и нелинейность системы, и пренебрегая величинами второго порядка малости, получим систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned} \ddot{\varphi}_1 + \varepsilon\beta\dot{\varphi}_1 + \varphi_1 + \varepsilon\gamma(\varphi_1^2 + \varphi_2^2)\varphi_1 = \\ = \varepsilon f_1 \cos(\mu t + \theta_1); \\ \ddot{\varphi}_2 + \varepsilon\beta\dot{\varphi}_2 + (1 + \varepsilon\delta)\varphi_2 + \varepsilon\gamma(\varphi_1^2 + \varphi_2^2)\varphi_2 = \\ = \varepsilon f_2 \cos(\mu t + \theta_2), \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

где $\gamma = \varepsilon D\gamma_1$, рассматривается случай гармонической нагрузки.

Частоту изгибных колебаний в плоскости xy принимаем равной единице, что позволяет применить эффективные методы нелинейной механики [6]. Представим систему уравнений (8) в стандартной форме с помощью перехода к переменным:

$$\left.\begin{aligned} \varphi_k &= a_k\cos(\mu t + \alpha_k); \\ \dot\varphi_k &= \dot a_k\cos(\mu t + \alpha_k), \quad k = 1, 2, \end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

где a_k, α_k — соответственно амплитуда и фаза парциальных колебаний (колебания рассматриваются в малой окрестности единичной частоты: $\mu = 1 + \varepsilon\lambda$).

Применяя метод усреднения, получим систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned} \dot a_k &= \frac{1}{2}\varepsilon f_k\sin(\alpha_k - \theta_k) + \\ &+ \frac{1}{8}\varepsilon\gamma a_1^k a_2^{3-k}\sin 2(\alpha_k - \alpha_{3-k}) - \frac{1}{2}\varepsilon\eta a_k; \\ \dot\alpha_k &= \frac{1}{2}\varepsilon[\delta(k-1) - 2\lambda] - \frac{1}{2a_k}\varepsilon f_k\cos(\alpha_k + \theta_k) + \\ &+ \frac{3}{8}\varepsilon\gamma a_k^2 + \frac{1}{8}\varepsilon\gamma a_{3-k}^2(2 + \cos 2(\alpha_1 - \alpha_2)), \ k = 1, 2. \end{aligned}\right\} \qquad (10)$$

Далее будем рассматривать установившиеся колебания, что соответствует нулевым левым частям данных уравнений, из которых следует, что случаи мягкой и жесткой нелинейности материала не требуют отдельного рассмотрения, так как при замене

$$\begin{aligned} &\gamma = -\gamma^*;\ \lambda = -\lambda^*;\ \delta = -\delta^*; \\ &\alpha_1 = \pi - \alpha_1^*;\ \alpha_2 = \pi - \alpha_2^* \end{aligned} \qquad (11)$$

вид уравнений не меняется.

Численное решение системы нелинейных уравнений (10) можно получить методом продолжения решения по параметру [7]. Пусть для системы уравнений $U_i(r, \lambda) = 0$ при некотором значении λ^k известно приближенное решение $r^k = (a_1^k, a_2^k, \alpha_1^k, \alpha_2^k)^T$, тогда для значения $\lambda^{k+1} = \lambda^k + \Delta\lambda^k$ приближенное решение представляется как $r^{k+1} = r^k + \Delta r^k$. Подставляя в систему уравнений (10) и линеаризуя полученные уравнения, определим приращения неизвестных из системы:

$$G^k\Delta r^k = p^k + R^k, \qquad (12)$$

где R^k — вектор невязки на предыдущем шаге решения, $p^k = (0, 0, \lambda^k, \lambda^k)^{\mathrm{T}}$, элементы матрицы G имеют вид: $g_{ij}^k = \mathrm{d}U_i/\mathrm{d}r_j$.

Для исследования устойчивости полученных решений на основании второго метода Ляпунова рассмотрим некоторое возмущенное решение системы уравнений (10): $\hat r(t) = r(t) + \Delta r(t)$. При соответствующей подстановке в систему и линеаризации получим уравнения возмущенного движения первого

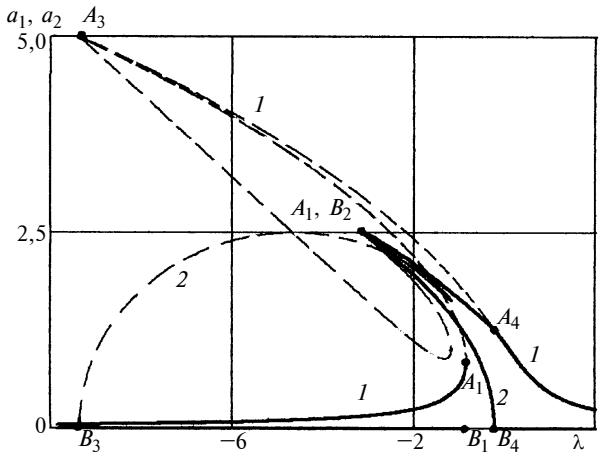


Рис. 1

приближения: $\Delta\dot r = G\Delta r$. Знак действительной части всех собственных значений матрицы G позволяет сделать вывод об устойчивости данного решения.

Решение системы нелинейных уравнений (10) сводится к решению последовательности систем линейных уравнений (12). На каждом шаге вычислений контролируется величина невязки, и если относительная погрешность превышает заданную точность, то шаг варьируемой переменной уменьшается. При численном решении необходимо исследовать сходимость при различной заданной точности вычислений. В точках ветвления решений за независимый параметр принимают переменную, имеющую наибольшее по модулю приращение на предыдущем шаге, что позволяет найти все существующие решения и построить многозначные амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики.

На рис. 1 приведены результаты численного решения системы уравнений (10) для стержня с одинаковыми моментами инерции сечения, например круглого, при следующих параметрах: $\gamma = -1$; $f_1 = 1$; $f_2 = 10^{-5}$; $\delta = 0$; $\eta = 0{,}2$; $\theta_1 = 0$. Сплошными линиями показаны устойчивые решения: кривая *1* — зависимость $a_1(\lambda)$; кривая *2* — зависимость $a_2(\lambda)$. Вдали от резонанса возможны колебания стержня только в плоскости действия внешней нагрузки [$a_2(\lambda) = 0$]. В области резонанса решение $a_1(\lambda)$ между точками A_1, A_3, A_4 может быть получено путем решения первого уравнения системы (8), что соответствует известному решению задачи о колебаниях стержня в одной плоскости. При решении пространственной задачи это решение оказывается неустойчивым. Существуют еще два пространственных решения, имеющих устойчивые участки между точками $A_2(B_2)$, A_4, B_4. Этим решениям соответствует движение точек средней линии стержня по эллипсу в двух противоположных на-

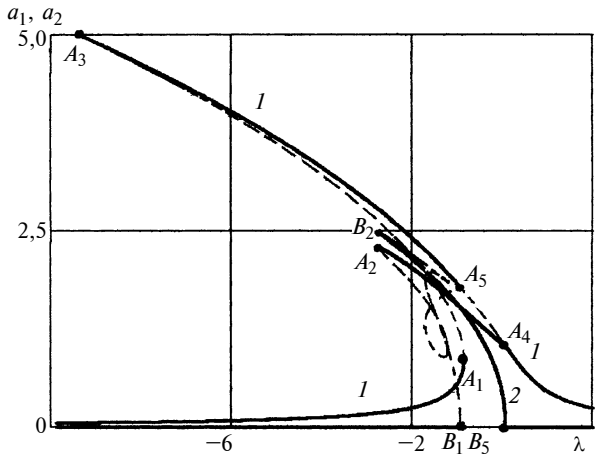


Рис. 2

правлениях. В точке $A_2(B_2)$ амплитуды переменных одинаковы, движение происходит по окружности.

При уменьшении частотной расстройки плоское движение в точках A_4, B_4 плавно переходит в пространственное движение, затем в точке $A_2(B_2)$ происходит срыв на плоскую форму. При увеличении частоты срыв с плоской формы на пространственную форму движения происходит в точках A_1, B_1.

Рассмотрим результаты численного решения системы уравнений (10) для тех же параметров, кроме параметра $\delta = 0{,}5$ несимметрии сечения. Данный случай соответствует возбуждению изгибных колебаний стержня в плоскости, меньшей изгибной жесткости. Зависимости $a_1(\lambda)$ (кривая *1*) и $a_2(\lambda)$ (кривая *2*) представлены на рис. 2. Результаты качественно совпадают со случаем $\delta = 0$ везде, кроме участка A_3—A_4. На кривой, соответствующей плоскому решению, существует точка A_5, которая разделяет ее на участки с устойчивым (A_3—A_5) и неустойчивым (A_5—A_4) решением. В диапазоне частот между точками A_2 и A_5 возможны сразу четыре режима колебаний: две плоские формы с большой и малой амплитудами и две пространственные формы, отличающиеся направлением вращения стержня в противоположные стороны. Устойчивый участок A_3—A_5 плоского решения является изолированным и реализуется только при наличии внешних возмущений.

Решение системы уравнений (10) может быть получено в аналитическом виде при отсутствии диссипации и параметрах нагрузки $f_1 = 1$ и $f_2 \ll f_1$. Одно решение задачи существует и при $\theta_1 = 0$, $\theta_2 = \pi/2$ и значениях фазовых добавок: $\alpha_1 = 0$, $\alpha_2 = \pi/2$. В этом случае вектор нагрузки описывает эллипс в плоскости yz. Второе решение соответствует $\theta_1 = \theta_2 = 0$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$. При этом вектор нагрузки находится в некоторой плоскости под углом к оси y. В обоих случаях первые два уравнения обращаются в тождества. Из решения двух последних уравнений и исследования их устойчивости получены следующие координаты точки A_5: $a_1 = \dfrac{f_1}{\delta}$, $\lambda = \dfrac{3}{8}\gamma\dfrac{f_1^2}{\delta^2}$.

Увеличение параметра δ сдвигает точку A_5 вправо и вниз по кривой A_3—A_4, и устойчивый участок плоского решения перестает быть изолированным. При уменьшении δ точка A_5 уходит в бесконечность, так что при малых и отрицательных значениях δ колебания в плоскости действия нагрузки невозможны.

Учитывая замену (11) несложно построить амплитудно-частотные характеристики для жесткой нелинейности материала при $\gamma = 1; f_1 = 1; f_2 = 10^{-5}$; $\delta = -0{,}5$; $\eta = 0{,}2$, достаточно симметрично повторить рис. 2 относительно оси ординат. Отметим, что в этом случае плоские колебания стержня возможны при возбуждении колебаний в плоскости с большей изгибной жесткостью.

Полученные результаты необходимо учитывать при проектировании конструкций из нелинейно-упругого материала. Так, круглые сечения трубы при резонансе будут двигаться по эллипсу или окружности с относительно небольшими амплитудами. Если вследствие каких-либо дефектов или изменений конструкции изгибные жесткости трубы в двух направлениях будут различными, то в системе возможны плоские колебания со значительными амплитудами перемещений и напряжений. Это можно использовать и для диагностики отклонений сечений от идеальной формы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Акуленко Л. Д., Нестеров С. В.** Вынужденные нелинейные колебания струны // Изв. РАН. МТТ. 1996. № 1. С. 17—24.
2. **Акуленко Л. Д., Костин Г. В., Нестеров С. В.** Влияние диссипации на пространственные нелинейные колебания струны // Изв. РАН. МТТ. 1997. № 1. С. 19—28.
3. **Муницын А. И.** Пространственные нелинейные колебания стержня с неподвижными шарнирными опорами // ПММ. 2006. Т. 70. Вып. 1. С. 82—90.
4. **Муницын А. И.** Нелинейные колебания нити с натяжным устройством // Изв. РАН. МТТ. 2001. № 2. С. 24—30.
5. **Муницын А. И.** Пространственные нелинейные колебания упругой нити с натяжным устройством // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2001. № 2. С. 21—28.
6. **Боголюбов Н. Н., Митропольский Ю. А**. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. М.: Наука, 1974. 503 с.
7. **Гуляев В. И., Баженов В. А., Попов С. Л**. Прикладные задачи теории нелинейных колебаний механических систем. М.: Высшая школа, 1989. 384 с.

УДК 629.4.027.35

А. М. ОРЛОВА, канд. техн. наук, Е. И. АРТАМОНОВ
(ОАО "Научно-внедренческий центр "Вагоны", г. Санкт-Петербург)

Влияние конфигурации фрикционных клиньев гасителя колебаний на ходовые качества грузового вагона

Приведен анализ конструкции фрикционных клиньев гасителей колебаний грузовых вагонов. Предложены аналитические модели для установления влияния геометрии фрикционных клиньев на сопротивление подвешивания "забеганию" боковых рам и определения наиболее изнашиваемых наклонных поверхностей. Даны рекомендации по их совершенствованию.

Ключевые слова: фрикционные клинья, гасители колебаний, ходовые качества, грузовой вагон, сопротивление подвешивания, аналитическая модель.

Analysis of the friction wedges design of shock absorbers of freight cars has been presented. Analytic models for establishing of the influence of the friction wedges geometry upon hanging resistance to "lozenging" of side frames and determination of the major-wear sloping surfaces have been proposed, and the guidelines per their improvement have been given.

Keywords: friction wedges, shock absorbers, riding qualities, freight car, hanging resistance, analytic model.

Большинство грузовых вагонов российских железных дорог оборудовано трехэлементными тележками мод. 18-100 (рис. 1, *а*), в которых демпфирование колебаний осуществляется центральным рессорным подвешиванием с фрикционным клиновым гасителем колебаний (рис. 1, *б*). Два фрикционных клина *1*, опирающиеся на пружины *2*, устанавлены в распор между вертикальными стойками *3* боковой рамы *4* под весом *P* вагона, передаваемого на надрессорную балку *5*.

Фрикционный клиновой гаситель колебаний является самой нагруженной частью тележки. Он обеспечивает демпфирование вертикальных и поперечных колебаний вагона на рессорах за счет сил сухого трения между вертикальными плоскостями клиньев и стойками боковой рамы, а также сопротивление продольному и угловому перемещениям надрессорной балки относительно боковой рамы.

В процессе эксплуатации вагона фрикционные клинья постепенно изнашиваются, что ухудшает их демпфирующие свойства и приводит к увеличению колебаний вагона. Одновременное снижение сопротивления перекосу боковых рам тележки в плане создает условия для схода с рельсов. Для компенсации износа подбираются клинья и высота пружины *2* таким образом, чтобы прогиб пружин клиньев превышал прогиб пружин под надрессорной балкой.

Фрикционный клин тележки мод. 18-100 (рис. 1, *в*) имеет наклонную поверхность, расположенную к горизонтали под углом 45°, вертикальная поверхность увеличена по длине для улучшения поступательного движения в этом направлении, длина и ширина наклонной поверхности меньше, чем вертикальной, наклонная поверхность — плоская. При эксплуатации наблюдается следующее: повышенное изнашивание наклонной поверхности — износ достигает $10 \div 12$ мм; износ вертикальной поверхности составляет $2 \div 3$ мм, недостаточное сопротивление тележки "забеганию" боковых рам. При проходе криволинейных участков рельсового пути одна боковая рама может обгонять другую на $10 \div 20$ мм, что приводит к большому углу набегания колес на рельсы и повышенному боковому износу гребней колесных пар [1].

Анализ различных конструкций фрикционных клиньев тележек отечественного производства и зарубежных фирм показал (рис. 2):

площадь наклонной поверхности клина больше площади вертикальной (рис. 2, *б*) — для уменьшения износа;

ширина наклонной поверхности клина такая же (рис. 2, *б*) или больше (рис. 2, *а*), чем вертикальной поверхности — для исключения поворота надрессорной балки относительно наклонной поверхности клина;

длина клина вдоль пути уменьшена для снижения крутящего момента, возникающего при движении клина;

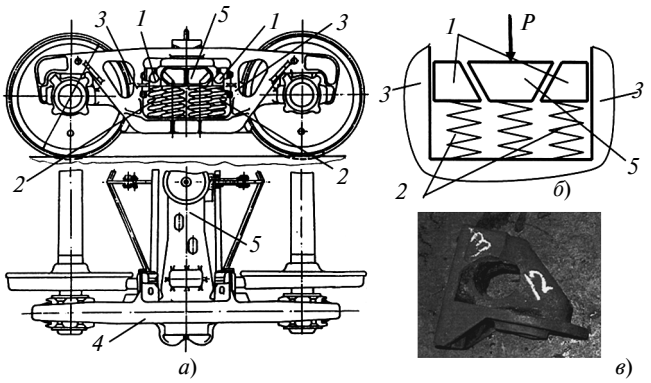


Рис. 1. Конструкция тележки мод. 18-100 (*а*), схема центрального рессорного подвешивания с фрикционным клиновым гасителем колебаний (*б*), фрикционный клин (*в*)

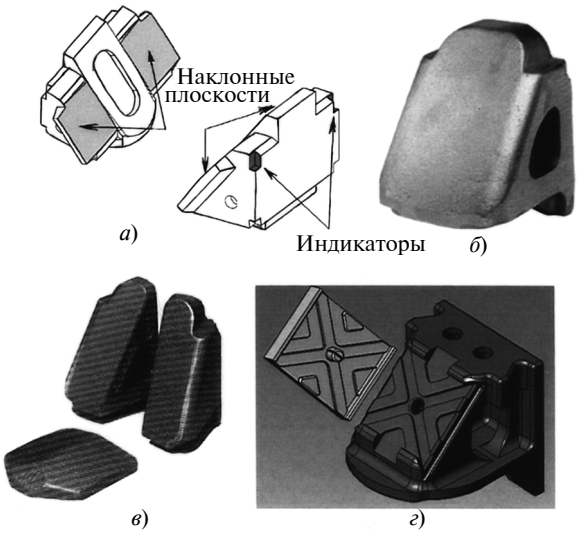


Рис. 2. Конструкции фрикционных клиньев тележек:
а — Super Service Ride Master (США); *б* — Barber (США); *в* — семейства Barber-S-2 (США); *г* — мод. 18-578 (Россия)

наклонная поверхность располагается к горизонтали под углом $50 \div 55°$ (рис. 2, *б*, *в*) — для усиления прижатия вертикальной поверхности к фрикционной планке;

наклонная поверхность (рис. 2, *а* и *в*) выполнена в виде двух разнесенных под углом $150 \div 156°$ плоскостей — для предотвращения смещений клина относительно кармана надрессорной балки;

на наклонных поверхностях клиньев из износостойких материалов устанавливают неметаллические накладки, взаимодействующие с карманами надрессорной балки, — для защиты от изнашивания (рис. 2, *г*).

Исследовали влияние конфигурации фрикционных клиньев на ходовые качества грузовых вагонов с точки зрения повышения безопасности прохождения криволинейных участков путем увеличения сопротивления перекосу боковых рам тележки в плане. Найдены пути снижения нагруженности наклонной поверхности клина для уменьшения ее изнашивания.

Влияние конфигурации фрикционных клиньев на сопротивление тележки забеганию боковых рам

На рис. 3 представлена схема для определения сопротивления тележки забеганию боковых рам под действием силы F_x, вызывающей смещение x. На подпятник надрессорной балки действует вертикальная сила (на рисунке не показана), имитирующая вес вагона (порожнего или груженого). Зависимость изменения силы F_x от перемещения x называется *характеристикой сопротивления забеганию*.

На рис. 4 показаны характеристики сопротивления забеганию тележки с фрикционными клиньями с наклонной поверхностью пространственной конфигурации и упругими накладками для порожнего и груженого вагонов. Полученные зависимости имеют три выраженных участка: участок 1 — $x = 0$ (перемещение отсутствует); участок 2 — $0 \leqslant x \leqslant x_1$; участок 3 — $x_1 \leqslant x \leqslant x_2$.

Анализ зависимостей позволил предположить, что при забегании боковых рам происходит поворот надрессорной балки относительно боковой рамы на угол $\psi = x/(2b)$, где $2b$ — расстояние между

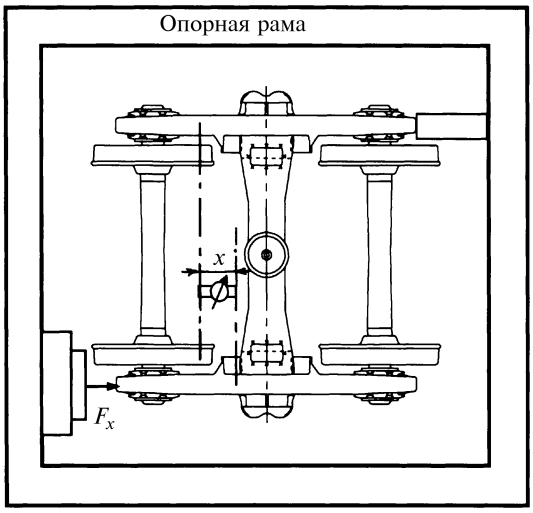


Рис. 3. Схема для определения величин сопротивления тележки забеганию боковых рам

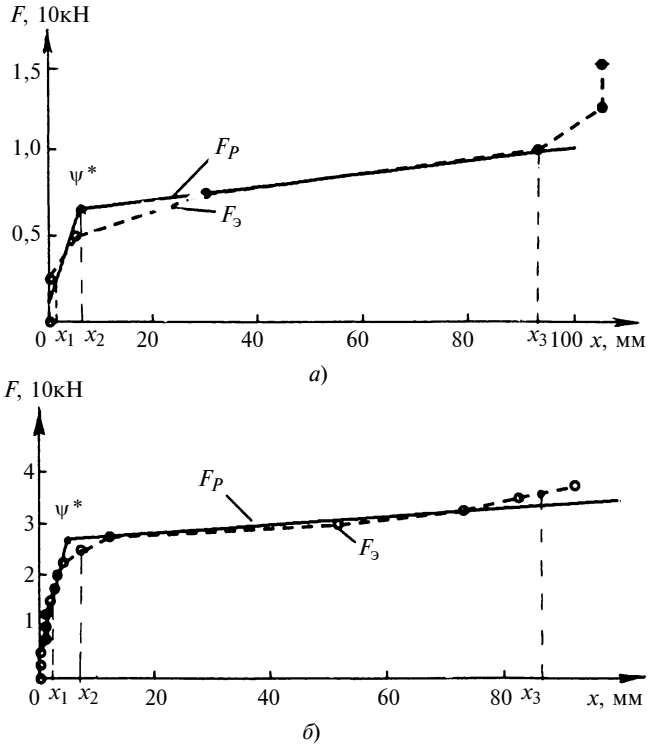


Рис. 4. Характеристики сопротивления забеганию тележек с фрикционными клиньями с наклонной поверхностью пространственной конфигурации и упругими накладками для порожнего (*а*) и груженого (*б*) вагонов

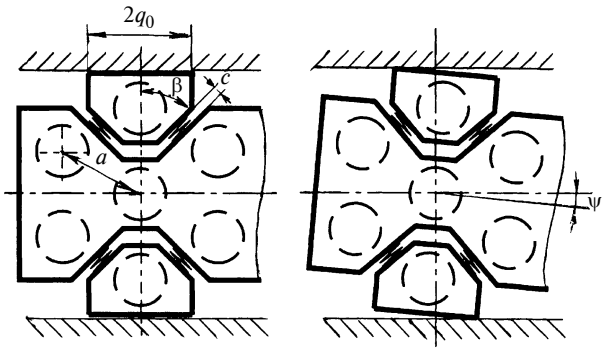


Рис. 5. Схема расположения клиньев (*а*) и их смещение в плане при повороте надрессорной балки (*б*)

осями подвешивания, при этом фрикционный клин поворачивается вокруг вертикального ребра (рис. 5). Возможность поворота обеспечивается деформацией накладок на наклонных поверхностях клина (см. рис. 3, *б*, участок 2). Затем, когда вертикальные составляющие силы, действующей на наклонных поверхностях, становятся больше силы трения на вертикальной поверхности поворот обеспечивается деформацией подклиновых пружин (см. рис. 3, *б*, участок 3) при постоянной величине деформации упругих накладок.

Предлагается следующая аналитическая зависимость

$$F_x = \begin{cases} [2Tq_0 + (\tilde{C}_\psi + 4cq_0^2)\psi]/b \text{ при } \psi \leqslant \psi^*; \\ [2Tq_0 + (\tilde{C}_\psi + 4cq_0^2)\psi^* + \\ + (\tilde{C}_\psi + 2c_z q_0^2 \operatorname{tg}^2\alpha)(\psi - \psi^*)]/b \text{ при } \psi > \psi^*, \end{cases} \quad (1)$$

где T — сила на вертикальной поверхности клина от статической нагрузки; $2q_0$ — ширина вертикальной поверхности клина; c — жесткость накладки на сжатие; c_z — вертикальная жесткость пружины под клином; C_ψ — угловая жесткость комплекта пружин; $2b$ — расстояние между осями подвешивания; α — угол между наклонной поверхностью клина и горизонталью; $\psi^* = \dfrac{f_T T + f_N N \sin\alpha}{2cq_0(f_T - f_N \sin^2\alpha)}$, здесь $\psi^* = x/(2b)$; N — нормальная реакция на наклонной поверхности клина; f_T, f_N — коэффициенты трения соответственно между клином и фрикционной планкой, клином и карманом надрессорной балки.

Сравнение расчетной $F_р$ и экспериментальной $F_э$ зависимостей показало совпадение результатов (разница составляет не более 15 %), что указывает на правильное предположение и верность предложенного математического описания.

Из выражения (1) видно, что сопротивление забеганию боковых рам в тележке возрастает в 7,5 раз при увеличении коэффициента трения от 0 до 0,25 между наклонной поверхностью и карманом надрессорной балки, а при увеличении угла наклона клина к горизонтали от 45 до 55° — в 1,8 раза, при увеличении ширины вертикальной поверхности от 120 до 280 мм — в 2,25 раза. При использовании упругих накладок на наклонной поверхности характер зависимости при малых углах поворота более сглаженный, что приводит к уменьшению сопротивления забеганию рам.

В случае плоской наклонной поверхности клина ее ширина ($2q$) может отличаться от ширины ($2q_0$) вертикальной поверхности. Если $q > q_0$ и зазоры между карманом надрессорной балки и клином малы, то клин с плоской наклонной поверхностью работает точно также, как и с поверхностью пространственной конфигурации. Если $q < q_0$ и имеются зазоры между карманом и клином, то надрессорная балка поворачивается относительно ребра наклонной поверхности клина, сила F_x на участке 1 снижается из-за уменьшения ширины поверхности, а на участке 3 — из-за того, что в сопротивлении повороту не участвуют пружины под клиньями. Если использовать пространственные клинья в тележке мод. 18-100, то сопротивление забеганию увеличивается на 37 % как для порожнего, так и для груженого вагонов. Это подтверждено экспериментальными исследованиями [2].

Влияние конфигурации фрикционных клиньев на нагруженность наклонных поверхностей

Фрикционный клин испытывает большие статические и динамические нагрузки. Оптимальная конструкция клина определяется не только силовыми характеристиками, но и его прочностными свойствами и износостойкостью.

Для определения эксплуатационных показателей упругих накладок для наклонных поверхностей испытывались опытные образцы из материала с твердостью 65HSh по Шору (шкала А). Их устанавливали в тележку вагона, движущегося по кольцевому пути [3]. Основные повреждения накладок наблюдались в верхней части. Характер трещин показал, что они возникли от действия сжимающих сил.

Для оценки сил, действующих на наклонные поверхности фрикционного клина, предложена аналитическая модель, в которой вертикальная поверхность клина и ответная поверхность фрикционной планки принимались абсолютно жесткими с равномерным распределением давления, а наклонные поверхности клина — упругими с неравномерным распределением давления, характерным положением ($L_р$) нормальной реакции N.

Конструктивные размеры клина и накладки приведены на рис. 6, *а*. Здесь H — высота вертикальной поверхности; b — расстояние от вертикальной поверхности до оси пружины; L — длина эквивалентной наклонной поверхности клина;

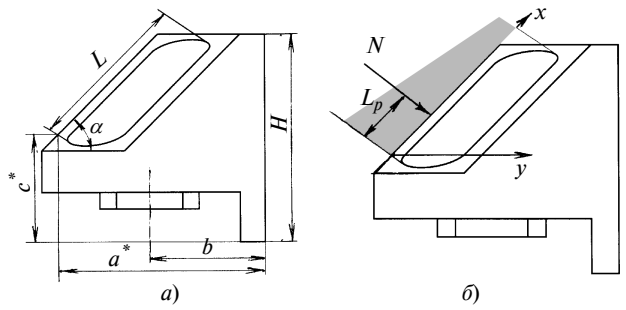


Рис. 6. Конструктивные размеры фрикционного клина с наклонной поверхностью сложной конфигурации и упругими накладками (*а*) и положение равнодействующей нормальной реакции на наклонной поверхности (*б*)

a^* — расстояние от начала наклонной поверхности до вертикальной поверхности по горизонтали; c^* — расстояние от начала наклонной поверхности до нижней точки вертикальной повехности; α — угол наклона клина; 2β — угол между двумя наклонными поверхностями клина в проекции на горизонтальную плоскость.

Нормальная реакция на наклонной поверхности накладки под действием веса вагона рассчитывается по формуле $N = P/(2\cos\alpha\sin\beta)$, где P — реакция пружины. Положение равнодействующей, полученное из условия, что опрокидывающий момент равен нулю, определяется выражением

$$L_\text{р} = \cos\alpha(H\text{tg}\alpha/2 + a^* - b - c^*\text{tg}\alpha). \qquad (2)$$

При вертикальных колебаниях вагона на пружинах подвешивания в случае параллельного расположения фрикционных планок выражение (2) не меняется. Расчет параметра $L_\text{р}$ показал, что вертикальные колебания не являются причиной возникновения трещин в верхней части накладок.

Движение вагона на криволинейном участке вызывает забегание боковых рам, при котором на надрессорную балку действует продольная сила, а также происходит поворот клина (см. рис. 5, *б*). Квазистатическим решением задачи равновесия получены уравнения для нормальной реакции на наклонной поверхности и положения равнодействующей:

при продольной силе F_x:

$$\left.\begin{aligned} N &= \frac{F_x(1 - f_N\text{tg}\alpha) + 2P(\text{tg}\alpha + f_N)}{4\sin\beta\sin\alpha(1 + f_N)^2}; \\ L_\text{р} &= -\frac{P}{N} + \cos\alpha[(1 + f_T\text{tg}\alpha)\frac{H}{2} + \\ &+ (1 - f_T\text{tg}\alpha)a^* - (\text{tg}\alpha + f_T)c^*]; \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

при повороте клина на угол $\psi \geqslant \psi^*$ при забегании боковых рам:

$$\begin{aligned} N &= c_x q_0 \sin\beta\sin\alpha\psi^*; \\ L_\text{р} &= L/2, \end{aligned} \qquad (4)$$

где c_x — жесткость накладки при приложении нагрузки в продольном направлении.

При повороте клина происходит равномерное сжатие накладки вдоль продольной оси, т. е. равнодействующая приложена к середине наклонной поверхности. Смещение равнодействующей в верхнюю часть накладки обусловлено действием на надрессорную балку продольной силы, возникающей при забегании боковых рам. При этом основным параметром, определяющим неравномерное приложение нагрузок на, накладки, является параметр c^*(см. рис. 6, *а*). Чем меньше c^*, тем меньше смещение равнодействующей от середины накладки.

Пути усовершенствования конструкции фрикционных клиньев

Исследования позволили сформулировать следующие рекомендации по выбору рациональной конструкции фрикционных клиньев:

наклонная поверхность может иметь пространственную конфигурацию или быть плоской, ее ширина должна быть не меньше ширины вертикальной поверхности;

угол наклона клина к горизонтали следует увеличить до 55°;

наклонные поверхности должны иметь коэффициент трения при взаимодействии с карманами надрессорной балки не менее 0,2;

угол между наклонными поверхностями должен составлять не менее 120°;

длина вертикальной стенки, выступающей вниз от опорной поверхности пружин, не должна превышать 10 мм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Boronenko Yu., Orlova A., Rudakova E.** Influence of construction schemes and parameters of three-piece freight bogies on wagon stability, ride and curving qualities // Vehicle System Dynamics. 2006. V. 44. P. 402—414.

2. **Павлюков А. Э.** Прогнозирование нагруженности ходовых частей грузовых вагонов повышенной грузоподъемности методами имитационного моделирования. Автореф. дисс. ... д-р. техн. наук. Екатеринбург: 2002.

3. **Orlova A., Rudakova E., Artamonov E.** Determining loading conditions and predicting service life of three-piece bogie suspension parts // Extended abstracts of 7th international conf. on Railway bogies and running gears. Budapest: BUTE, 2007. P. 40—42.

УДК 628.141.15 (07)

В. И. ЕМЕЛИН, канд. техн. наук, А. А. АЗЕЕВ
(Сибирский федеральный университет, г. Красноярск)

Тяговые свойства установок для бестраншейного ремонта трубопроводов с помощью комбинированного рукава

Определены зависимости тяговых усилий и КПД установки для бестраншейного ремонта трубопроводов с помощью комбинированного рукава с учетом конструктивных параметров трубопровода и давления воздуха в нем.

Ключевые слова: бестраншейный ремонт, трубопровод, комбинированный рукав, тяговые усилия, коэффициент полезного действия, давление.

The dependencies of the tractive efforts and coefficient of efficiency of the facility for the trenchless maintenance of pipelines with the help of combined pipe subject to the design factors of the pipeline and air pressure within it have been determined.

Keywords: trenchless maintenance, pipeline, combined pipe, tractive efforts, coefficient of efficiency, pressure.

Экономическая и экологическая целесообразность бестраншейного ремонта трубопроводов доказана на практике. Однако в России этот метод внедряется медленно из-за того, что не налажен серийный выпуск оборудования и не разработана методика его проектирования.

Из всех способов бестраншейного ремонта трубопроводов [1] особое место занимает способ комбинированного рукава [2—4] из-за простой технологии, возможности изготовления оборудования собственными силами и отсутствия необходимости в пластмассовых трубах. Данный способ заключается в следующем (рис. 1). Трубопровод очищают и проводят контроль. Выворачивают и закрепляют на конце трубопровода пропитанную клеем тканевую оболочку, размещенную внутри пленочного рукава. Создают в трубопроводе в зоне выворота оболочки и рукава повышенное давление, вследствие чего они начинают раскатываться внутри трубопровода и прижиматься к стенкам, затем происходит полимеризация клея, по окончании которой пленочный рукав удаляют, выполняют контроль, проводят испытание. Отремонтированный трубопровод промывают.

Разработаны различные варианты оборудования для данного способа ремонта [3—8]. Схема ремонта трубопровода с помощью комбинированного рукава показана на рис. 2. Широкое внедрение этого способа сдерживается отсутствием данных о зависимости тяговых свойств от таких технологических параметров как давление воздуха, диаметр трубопровода, длина захвата, толщина тканевой оболочки и стенок пленочного рукава. Поэтому необходимо рассмотреть технологические возможности и определить области рационального применения предлагаемого оборудования.

Определим основные зависимости, характеризующие тяговые свойства установки для бестраншейного ремонта трубопроводов: тягового усилия и тягового КПД η от диаметра трубопровода, а также длины захвата, давления воздуха, толщины тканевой оболочки и стенок полиэтиленового рукава. Так как для рассматриваемого оборудования тяговые испытания не регламентированы, то воспользуемся стандартами на испытания промышленных тракторов и строительных машин [9, 10].

Для определения усилия протягивания комбинированного рукава посредством сжатого воздуха через трубопровод используем эквивалентную схему

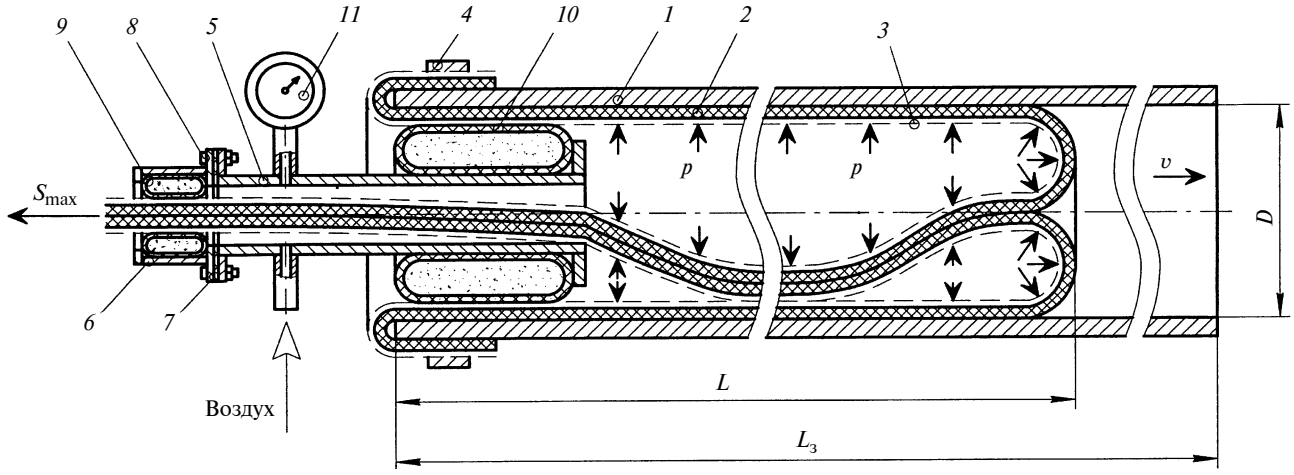


Рис. 1. Схема движения комбинированного рукава внутри трубопровода:
1 — трубопровод; *2* — смоченная клеем тканевая оболочка; *3* — пленочный рукав; *4* — хомут для закрепления комбинированного рукава; *5* — корпус вводного устройства; *6* — вводный патрубок; *7* — резиновое уплотнение; *8* — болт; *9*, *10* — торообразные пневмоманжеты; *11* — манометр

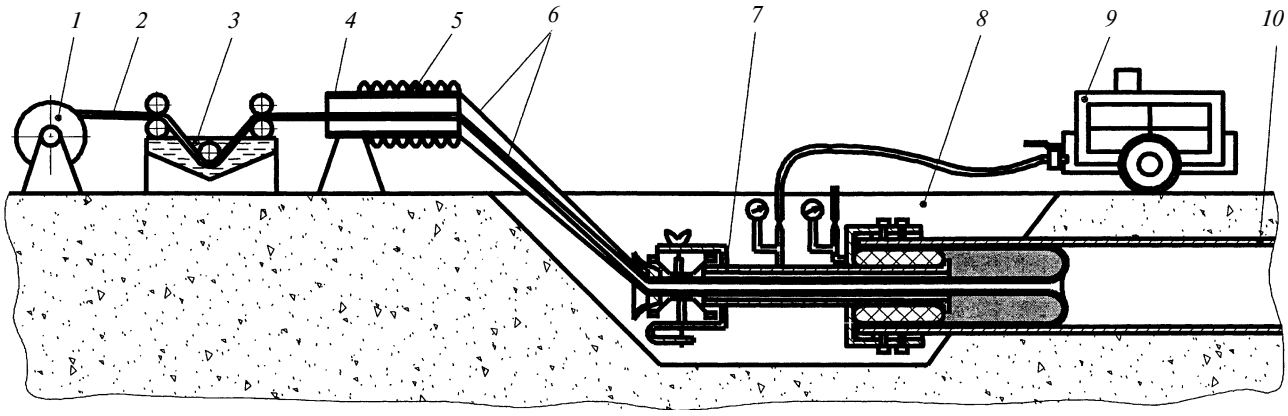


Рис. 2. Схема бестраншейного ремонта трубопроводов с помощью комбинированного рукава:
1 — барабан; *2* — тканевая оболочка; *3* — ванна с клеем; *4* — устройство для изготовления комбинированного рукава; *5* — пленочный рукав; *6* — комбинированный рукав; *7* — устройство для герметичного ввода комбинированного рукава в трубопровод; *8* — приямок; *9* — компрессор; *10* — трубопровод

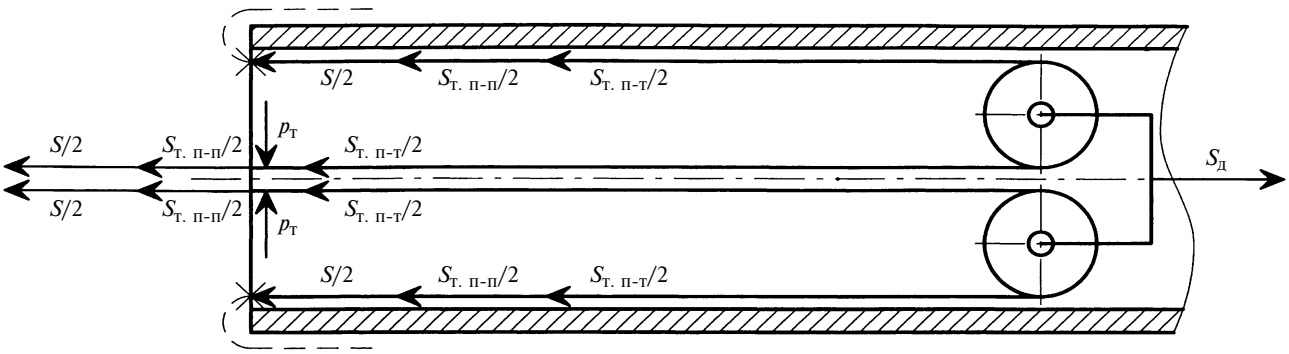


Рис. 3. Схема замещения сил, действующих на комбинированный рукав, эквивалентными силами, действующими на грузовой полиспаст

замещения сил, действующих в абстрактном грузовом полиспасте (рис. 3), в котором рукав заменен канатом, а давление воздуха — блоками. Допустим, что в трубопроводе отсутствуют изгибы и сужения, а, следовательно, и трение рукава, связанное с их преодолением, поэтому уравнение равновесия полиспаста имеет вид:

$$S_д = 4\frac{S}{2} + 4\frac{S_{т.п\text{-}п}}{2} + 4\frac{S_{т.п\text{-}т}}{2},$$

тогда тяговое усилие

$$S = \frac{S_д}{2} - S_{т.п\text{-}п} - S_{т.п\text{-}т}, \qquad (1)$$

где S, $S_д$, $S_{т.п\text{-}п}$, $S_{т.п\text{-}т}$ — соответственно тяговое усилие, движущее усилие, сила трения между пленкой и пленкой (между участками рукава, свернутого в жгут и прижатым воздухом к стенкам трубопровода), сила трения между пленкой и тканью (между комбинированным рукавом и тканевой манжетой пневмозатвора).

Показатель $S_д$ определяется как произведение давления воздуха в рукаве на площадь вертикальной проекции его торца, на который действует это давление:

$$S_д = p\left[\pi\frac{D^2}{4} - 2\pi D(n\delta_т + \delta_п)\right] = \frac{\pi p D}{4}[D - 8(n\delta_т + \delta_п)], \qquad (2)$$

где p — давление воздуха; D — внутренний диаметр трубопровода; $\delta_т$, $\delta_п$ — толщины соответственно ткани и пленки; n — число слоев ткани в рукаве.

Сила трения между пленками приближенно определяется по формуле.

$$S_{т.п\text{-}п} = f_{п\text{-}п}G_р, \qquad (3)$$

где $f_{п\text{-}п}$ — коэффициент трения пленки по пленке; $G_р$ — вес части комбинированного рукава длиной L, трущейся при перемещении о стенки трубопровода.

Выразив $G_р$ через исходные технологические параметры и подставив их в формулу (3), получим:

$$S_{т.п\text{-}п} = \pi f_{п\text{-}п}DL(n\delta_т\gamma_т + \delta_п\gamma_п), \qquad (4)$$

где $\gamma_т$, $\gamma_п$ — удельный вес пропитанной клеем (смесь эпоксидной смолы, отвердителя и растворителя) ткани и пленки, кН/м^3.

Сопротивление движению комбинированного рукава, в результате трения при прохождении через

тканевую манжету пневмозатвора для герметичного ввода рукава в трубопровод, определяется формулой

$$S_{\text{т.п-т}} = f_{\text{п-т}} p_{\text{т}} F, \qquad (5)$$

где $f_{\text{п-т}}$ — коэффициент трения для полиэтилена и ткани (полиамид) при прохождении комбинированного рукава через тканевую манжету пневмозатвора; $p_{\text{т}}$ — давление воздуха в манжете; F — площадь контакта манжеты с комбинированным рукавом:

$$F = \pi D_{\text{к.р}} L_{\text{т.м}}, \qquad (6)$$

здесь $D_{\text{к.р}}$ — диаметр свернутого в жгут комбинированного рукава определяется из равенства: $\pi D_{\text{к.р}}^2/4 = k_{\text{к.р}} \pi D(n\delta_{\text{т}} + \delta_{\text{п}})$ ($k_{\text{к.р}}$ — коэффициент увеличения диаметра комбинированного рукава, учитывающий образование складок):

$$D_{\text{к.р}} = 2\sqrt{k_{\text{к.р}} D(n\delta_{\text{т}} + \delta_{\text{п}})}; \qquad (7)$$

$L_{\text{т.м}}$ — длина тканевой торообразной манжеты.

Подставив выражение (7) в формулы (6) и (5), получим:

$$S_{\text{т.п-п}} = 2\pi f_{\text{п-т}} p_{\text{т}} L_{\text{т.м}} \sqrt{k_{\text{к.р}} D(n\delta_{\text{т}} + \delta_{\text{п}})}. \qquad (8)$$

Подставив выражения (4) и (8) в формулу (1), найдем:

$$S = \frac{\pi p D}{8}(D - 8n\delta_{\text{т}} - 8\delta_{\text{п}}) - \pi f_{\text{п-п}} D L(n\delta_{\text{т}}\gamma_{\text{т}} + \delta_{\text{п}}\gamma_{\text{п}}) - 2\pi f_{\text{п-т}} p_{\text{т}} L_{\text{т.м}} \sqrt{k_{\text{к.р}} D(n\delta_{\text{т}} + \delta_{\text{п}})}. \qquad (9)$$

Зависимости изменения параметров p, D, L, $\delta_{\text{т}}$ от тягового усилия установки показаны на рис. 4. Анализ показал, что с повышением давления p и параметра L тяговое усилие увеличивается линейно, с увеличением диаметра D трубопровода — параболически.

Возникают ситуации, когда протяжка комбинированного рукава невозможна. Это обусловлено или недостаточным давлением воздуха, или большим трением скольжения рукава в пневмоманжете и о стенки трубопровода. В последнем случае основной причиной является чрезмерная длина захвата. Во всех этих случаях тяговое усилие, определяемое по формуле (9), имеет отрицательное значение. Для того чтобы исключить это, приравняем формулу (9) к нулю и найдем корни, т. е. значения параметра $L_{\text{пр}}$:

$$L_{\text{пр}} = \frac{pD(D - 8n\delta_{\text{т}} - 8\delta_{\text{п}}) - 16 f_{\text{п-т}} p_{\text{т}} L_{\text{т.м}} \sqrt{k_{\text{к.р}} D(n\delta_{\text{т}} + \delta_{\text{п}})}}{8 f_{\text{п-п}} D(n\delta_{\text{т}}\gamma_{\text{т}} + \delta_{\text{п}}\gamma_{\text{п}})}$$

при $\delta_{\text{т}} = 0{,}0016$ м; $\delta_{\text{п}} = 0{,}0002$ м; $\gamma_{\text{п}} = 9{,}4$ кН/м^3; $\gamma_{\text{т}} = 12{,}0$ кН/м^3; $f_{\text{п-п}} = 0{,}3$; $f_{\text{п-т}} = 0{,}20$; $L_{\text{т.м}} = 0{,}2$ м; $k_{\text{к.р}} = 1{,}3$; $n = 1$.

На рис. 5 приведены зависимости изменения предельной длины $L_{\text{пр}}$ захвата от давления p воздуха в комбинированном рукаве при различных диаметрах трубопровода. Для повышения производительности установки путем уменьшения подготовительно-заключительных операций следует на-

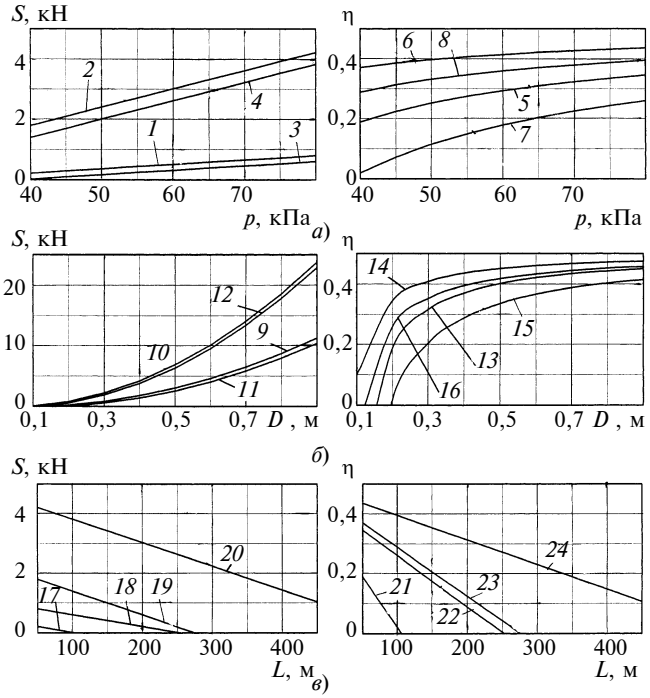


Рис. 4. Зависимости изменения тягового усилия и тягового КПД η установки от давления *p* воздуха (*а*), диаметра *D* трубопровода (*б*), длины *L* захвата (*в*) при различных их сочетаниях:
1, 5 — $D = 0{,}2$ м, $L = 200$ м; *2, 6* — $D = 0{,}4$ м, $L = 200$ м; *3, 7* — $D = 0{,}2$ м, $L = 400$ м; *4, 8* — $D = 0{,}4$ м, $L = 400$ м; *9, 13* — $p = 40$ кПа, $L = 200$ м; *10, 14* — $p = 80$ кПа, $L = 200$ м; *11, 15* — $p = 40$ кПа, $L = 400$ м; *12, 16* — $p = 80$ кПа, $L = 400$ м; *17, 21* — $p = 40$ кПа, $D = 0{,}2$ м; *18, 22* — $p = 80$ кПа, $D = 0{,}2$ м; *19, 23* — $p = 40$ кПа, $D = 0{,}4$ м; *20, 24* — $p = 80$ кПа, $D = 0{,}4$ м

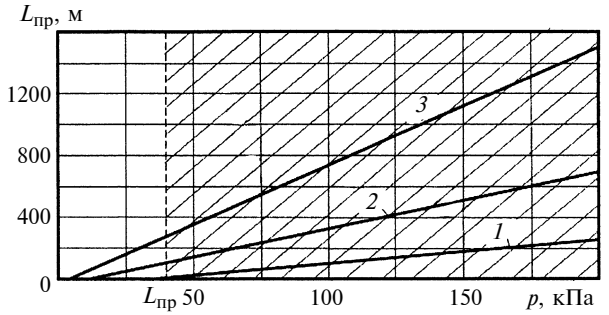


Рис. 5. Зависимости изменения предельной длины $L_{\text{пр}}$ захвата от давления *p* воздуха в комбинированном рукаве при различных диаметрах трубопровода:
1 — $D = 0{,}1$ м; *2* — $D = 0{,}2$ м; *3* — $D = 0{,}4$ м (заштрихованная зона — нерекомендуемые значения)

значать максимально возможную длину захвата, но не более $0{,}9L_{пр}$, т. е. $L \leqslant 0{,}9L_{пр}$. Для этого можно увеличить давление p воздуха, но оно не должно превышать предельного значения, т. е. $p \leqslant p_{пр} = 30 \div 40$ кПа, в противном случае возникает опасность разрыва пленочного рукава (заштрихована зона на рис. 5).

Тяговые свойства машин и их эффективность характеризуются тяговым КПД [9, 10]

$$\eta = N_п/N_з = S\upsilon/(S_д\upsilon) = S/S_д, \qquad (10)$$

где $N_п$, $N_з$ — соответственно полезно отдаваемая и затрачиваемая (подводимая к установке) мощности; υ — рабочая скорость рукава.

Подставив в формулу (10) значения S, $S_д$ [формулы (9) и (8)] и выполнив необходимые преобразования, получим:

$$\eta = 0{,}5 - 4\frac{f_{п\text{-}п}DL(n\delta_т\gamma_п + \delta_п\gamma_п) + 2f_{п\text{-}т}p_т L_{т.м}\sqrt{k_{к.р}D(n\delta_т + \delta_п)}}{pD(D - 8n\delta_т - 8\delta_п)}.$$

Исследования тягового КПД показали, что с увеличением давления воздуха и диаметра трубопровода наблюдается его рост, а при увеличении длины захвата он линейно уменьшается. Обратно пропорционально тяговому КПД изменяется энергоемкость процесса. Однако несмотря на снижение тягового КПД с увеличением длины захвата, ремонт трубопровода следует выполнять при максимально возможной длине захвата, так как при увеличении L повышается производительность устройства, что важнее, чем изменение энергоемкости процесса.

Данная методика и полученные зависимости позволяют рационально использовать способ ремонта трубопроводов с помощью комбинированного рукава.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Емелин В. И., Авдеев Р. М.** Классификация и выбор способов бестраншейного ремонта трубопроводов // Вестник Красноярского ГТУ. 2000. Вып. 6. Машиностроение. С. 90—96.
2. **Храменков С. В.** Ремонт трубопроводов бестраншейными способами с помощью комбинированного рукава // Водоснабжение и санитарная техника. 1998. № 7. С. 20—22.
3. **Белобородов В. Н., Ли А. Н., Савченко В. Т.** Технология оклеечной изоляции внутренней поверхности трубопроводов // Мелиорация и водное хозяйство. 1999. № 4. С. 42—44.
4. **Храменков С. В., Орлов В. А., Харькин В. А.** Технологии восстановления подземных трубопроводов бестраншейными методами. Изд-во АСВ, 2004. 240 с.
5. **Пат. 2340829 РФ:** МПК F 16 L 58/00: Устройство для восстановления трубопровода.
6. **Пат. 2337270 РФ:** МПК F 16 L 58/10: Устройство для восстановления трубопровода.
7. **Пат. 2248497 РФ:** МПК F 16 L 58/10: Устройство для бестраншейного восстановления трубопровода.
8. **Пат. 2198341 РФ:** МПК F 16 L 58/10: Способ восстановления трубопровода и устройство для его осуществления.
9. **ГОСТ 23734—89.** Тракторы промышленные. Методы испытаний. М.: Изд-во стандартов, 1998. 31 с.
10. **ГОСТ 27247—87 (ИСО 7464—85).** Машины землеройные: метод определения тяговой характеристики. М.: Изд-во стандартов, 1987. 13 с.

УДК 539.3

А. Е. ЦЫБУЛЬКО, А. Г. КИСЕЛЕВ, канд. техн. наук, Е. В. КРАВЧЕНКО, Е. А. РОМАНЕНКО, П. Н. КОЗЛОВ
(АО "Новокраматорский машиностроительный завод", г. Краматорск, Украина)

Позиционирование армирующих элементов в связующем материале на основании определения компонентов натурального критерия прочности

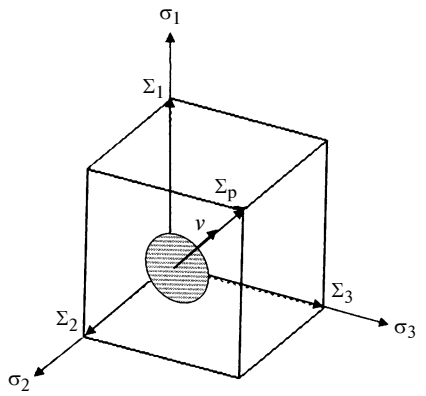
Обосновано расположение армирующих элементов в среде связующего материала вдоль эквивалентного направления, в пространственной системе главных напряжений на основе компонентов натурального критерия прочности.

Ключевые слова: натуральный критерий прочности армирующих элементов, связующий материал, композиционные материалы.

Arrangement of the reinforcing elements in a medium of bonding material along equivalent direction in spatial system of principal stresses on the basis of the natural strength condition components is grounded.

Keywords: natural strength condition of the reinforcing elements, bonding material, composite materials.

Одно из важнейших направлений по созданию новых конструкционных материалов использует в качестве основы принцип армирования, который открывает перспективный путь для получения материалов, обладающих заданным полезным сочетанием механических и физических свойств. Конструкционные материалы, представляющие собой композиции материалов с высокими связующими свойствами и армирующих элементов из высокопрочных материалов, имеют широкое распространение в машиностроении, например гетинаксы, текстолиты. В настоящее время продолжаются поиски в области создания новых композиционных материалов: металло-



Положение вектора ν направления эквивалентного напряжения в пространственной системе главных напряжений σ_1, σ_2, σ_3

пластиков; металлов, армированных керамическими нитями; самоармированных металлов, в которых роль армирующих элементов играют "усы" и т. д. [1]. При этом актуальным остается вопрос о рациональном с точки зрения повышения прочности расположении армирующих элементов в среде связующего материала. В технической литературе [2] обосновано, например, что в железобетонных балках необходимо располагать арматуру так, чтобы она шла в направлении траекторий главных растягивающих напряжений.

Предлагаем новый подход к решению вопроса о рациональном расположении армирующих элементов в среде связующего материала, с определением компонентов натурального критерия прочности на основани теории прочности широкого класса изотропных материалов при сложном напряженном состоянии, представленной в работе [3]. В натуральном критерии прочности [3] учтены как физическая природа деформаций (сдвиг, отрыв), так и величины всех трех главных напряжений. В соответствии с данным критерием определяются направляющие косинусы вектора ν направления эквивалентного напряжения в пространственной системе главных напряжений σ_1, σ_2, σ_3, условно расположенной в объеме напряженно-деформированного материала (рисунок), из выражений:

$$\left.\begin{aligned} &\cos\alpha_1 = \Sigma_1/\Sigma_p;\\ &\cos\alpha_2 = \Sigma_2/\Sigma_p;\\ &\cos\alpha_3 = \Sigma_3/\Sigma_p;\\ &\Sigma_1 = 2\sigma_1 - \chi(\sigma_2 + \sigma_3);\\ &\Sigma_2 = 2\sigma_2 - \chi(\sigma_1 + \sigma_3);\\ &\Sigma_3 = 2\sigma_3 - \chi(\sigma_1 + \sigma_2);\\ &\Sigma_p = \sqrt{2[(2+\chi^2)(\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2) - \chi(4-\chi)(\sigma_1\sigma_2+\sigma_2\sigma_3+\sigma_3\sigma_1)}; \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где α_1, α_2, α_3 — углы, которые образует, вектор ν с направлениями главных напряжений σ_1, σ_2, σ_3; $\chi = \sigma_p/\sigma_c$ — характеристика хрупко-пластических свойств материалов ($1 \leqslant \chi < 0$); σ_p, σ_c — предельные для данного материала напряжения соответственно при одноосном растяжении и одноосном сжатии.

Затем по найденным из формул (1) величинам вычисляют нормальные σ_ν и касательные τ_ν напряжения на опасной площадке, нормалью которой является вектор ν:

$$\left.\begin{aligned} &\sigma_\nu = \sigma_1\cos^2\alpha_1 + \sigma_2\cos^2\alpha_2 + \sigma_3\cos^2\alpha_3;\\ &\tau_\nu = \sqrt{(\sigma_1\cos\alpha_1)^2 + (\sigma_2\cos\alpha_2)^2 + (\sigma_3\cos\alpha_3)^2 - \sigma_\nu^2}. \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

После этого находят эквивалентные напряжения, действующие на опасной площадке:

$$\left.\begin{aligned} &\sigma_{экв} = \sqrt{k_1\tau_\nu^2 + k_2\sigma_\nu^2} \leqslant \sigma_p \text{ при } \sigma_\nu > 0 \text{ (растяжение)};\\ &\sigma_{экв} = \sqrt{k_1\tau_\nu^2 + k_3\sigma_\nu^2} \leqslant \sigma_p \text{ при } \sigma_\nu \leqslant 0 \text{ (сжатие)}, \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

где k_1, k_2, k_3 — коэффициенты влияния свойств материала на сопротивление нормальным и касательным напряжениям:

$$k_1 = \frac{3}{2}\,\frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2};$$

$$k_2 = \frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2}(1-\chi^2);$$

$$k_3 = \frac{1}{4}\,\frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2}(1-\chi^2)\chi^2.$$

Средние значения коэффициентов k_1, k_2 и k_3 в зависимости от средних значений параметра χ для некоторых конструкционных материалов [4] приведены в таблице.

В работе [3] показано, что натуральный критерий прочности хорошо согласуется с имеющимися теоретическими и экспериментальными данными. Это позволяет предположить, что позиционирование армирующих элементов в среде связующего материала вдоль вектора ν направления эквивалентного напряжения (1) будет рациональным.

При этом прочность материала армирующих элементов обеспечивается согласно условию (3).

Определим направляющие косинусы вектора ν и проверим прочность материала армирующих (несущих) элементов, располагаемых вдоль этого направления, для различных напряженных состояний на примерах.

Пример 1. Напряженное состояние пластичного материала ($\sigma_p = \sigma_c = 250$ МПа, $\chi = 1$) — преимущественное растяжение: $\sigma_1 = 150$ МПа, $\sigma_2 = 50$ МПа, $\sigma_3 = -10$ МПа.

Материалы		χ	k_1	k_2	k_3
Чугуны	Высокопрочные	0,250	1,621	1,013	0,016
	Ковкие	0,825	3,247	0,691	0,118
	Модифицированные	0,450	1,916	1,019	0,052
	Серые	0,300	1,676	1,017	0,023
Стали	Углеродистые	0,950	4,080	0,265	0,060
	Инструментальные после термообработки	0,450	1,916	1,019	0,052
Другие материалы	Баббиты	0,650	2,461	0,947	0,100
	Металлокерамические композиции	0,250	1,621	1,013	0,016
	Термореактивные пластмассы	0,350	1,743	1,020	0,031
	Углеграфитные композиции	0,400	1,823	1,021	0,041
	Стекло, ситаллы	0,135	1,535	1,004	0,004

Результаты вычислений:

1) $\cos\alpha_1 = 0{,}7580$; $\cos\alpha_2 = -0{,}1166$; $\cos\alpha_3 = -0{,}6414$;

2) $\sigma_\nu = 82{,}8$ МПа > 0; $\tau_\nu = 78{,}5$ МПа;

3) $k_1 = 4{,}5$; $k_2 = 0$;

4) $\sigma_{экв} = \sqrt{k_1\tau_\nu^2 + k_2\sigma_\nu^2} = 166{,}4$ МПа $< \sigma_р = 235$ МПа,

т. е. прочность армирующих элементов обеспечена с запасом $n_т = \sigma_р/\sigma_{экв} = 1{,}41$ при рекомендуемом [2] запасе прочности для пластичных материалов $[n_т] = 1{,}4 \div 1{,}6$.

Пример 2. Напряженное состояние хрупкого материала ($\sigma_р = 90$ МПа, $\sigma_с = 180$ МПа, $\chi = 0{,}5$) — преимущественное сжатие: $\sigma_1 = 50$ МПа, $\sigma_2 = 10$ МПа, $\sigma_3 = -100$ МПа.

Результаты вычислений:

1) $\cos\alpha_1 = 0{,}5254$; $\cos\alpha_2 = -0{,}1631$; $\cos\alpha_3 = -0{,}8333$;

2) $\sigma_\nu = -55{,}4$ МПа < 0; $\tau_\nu = 67{,}6$ МПа;

3) $k_1 = 2{,}025$; $k_2 = 0{,}063$;

4) $\sigma_{экв} = \sqrt{k_1\tau_\nu^2 + k_3\sigma_\nu^2} = 97{,}2$ МПа $> \sigma_р = 90$ МПа, т. е. прочность армирующих элементов не обеспечена, требуется материал, для которого будет выполняться условие: $\sigma_р > [n_в]\sigma_{экв} = 2{,}5 \cdot 97{,}2 = 243$ МПа, где $[n_в] = 2{,}5 \div 3{,}0$ — рекомендуемый [2] запас прочности для хрупких материалов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Расчеты** на прочность. Теоретические и экспериментальные исследования прочности машиностроительных конструкций // Сб. статей. Вып. 12. М.: Машиностроение, 1966. 416 с.

2. **Беляев Н. М.** Сопротивление материалов. М.: ГИТТЛ, 1958. 856 с.

3. **Цыбулько А. Е., Козлов П. Н.** Теория прочности широкого класса изотропных материалов при сложном напряженном состоянии // Вестник машиностроения. 2005. № 12. С. 21—24.

4. **Механические** свойства конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии: Справочник / А. А. Лебедев, Б. И. Ковальчук, Ф. Ф. Гигиняк, В. И. Ламашевский. Киев: Наукова думка, 1983. 368 с.

УДК 539.374:519.6

В. Г. САЗОНОВ, канд. техн. наук (ОАО "МЕТРОВАГОНМАШ")

Оценка жесткостных характеристик полиуретана при различных условиях нагружения

Предложен метод оценки значений коэффициента Пуассона резиноподобных материалов, основанный на замере скорости распространения плоских продольных волн. Рассмотрены вопросы использования рядов экспонент для аппроксимации кривых релаксации и ползучести и для пересчета вязкоупругих характеристик, приведены примеры расчетов и данные о погрешности аппроксимации.

Ключевые слова: резиноподобные материалы, жесткостные характеристики, кривые ползучести и релаксации, оценка коэффициента Пуассона.

Estimation method of the Poisson's ratio values of rubbery materials, based on measurement of propagation speed of plane longitudinal waves, is proposed. Questions of the exponential series use for approximation of the relaxation curves and creeping for recount of viscoelastic characteristics have been considered. Calculation examples and approximation error data are presented.

Keywords: rubbery materials, rigidity characteristics, creeping and relaxation curves, Poisson's ratio estimation.

Резиноподобным материалам, в том числе полиуретану, присущи такие явления, как ползучесть и релаксация. Эти явления проявляются, в частности, в том, что жесткостные характеристики материала зависят от частоты (или скорости) нагружения. Но при расчетах конструкций обычно используются программы, основанные на соотношениях линейной теории упругости. При этом одной из актуальных проблем является выбор адекватных значений упругих характеристик материала: модуля упругости E, коэффициента Пуассона μ.

Жесткость упругих элементов, содержащих детали из резиноподобных материалов (в том числе из полиуретана), в ряде случаев сильно зависит от значений коэффициента Пуассона. Практика расчетов показала, что у отдельных амортизаторов изменение используемого в расчете значения коэффициента μ резины с 0,47 до 0,4995 приводило к изменению расчетного значения жесткости упругого элемента более чем в 4 раза. Этот факт подчеркивает важность информации о величине коэффициента Пуассона резины.

Из соотношения $E = 2G(1 + \mu)$ следует, что значения модуля сдвига G, вычисленные при $\mu = 0{,}47$ и 0,4995 (при условии $E = \text{const}$), будут различаться менее чем на 2 %. Это указывает на то, что способ оценки значений μ, основанный на измерении модуля упругости E и модуля сдвига G, не может в данном случае обеспечить требуемую точность оценки значения μ.

Для расчета коэффициента Пуассона предлагается использовать соотношения:

$$\mu_{min} = 0{,}5 - E/(6K_{min}) \leqslant \mu \leqslant 0{,}5 - E/(6K_{max}) = \mu_{max}; \quad \mu_{ср} = (\mu_{max} + \mu_{min})/2, \qquad (1)$$

где E — характерное для данного материала значение модуля упругости; K_{min}, K_{max} — минимальная

и максимальная оценки значения модуля объемного сжатия.

Значения модуля K объемного сжатия определяются на основании метода, изложенного в описании изобретения [1], по соотношению

$$K_{\min} = 1/3\rho c^2(\omega_{\max}) \leqslant K \leqslant \leqslant \rho c^2(\omega_{\min}) = K_{\max},$$

где $c(\omega_{\max})$, $c(\omega_{\min})$ — скорости распространения ультразвука (плоской продольной волны) при частоте гармонического возмущения соответственно $\omega_{\max}$ и $\omega_{\min}$ (если замеры проводятся только при одной частоте, то полагают $c(\omega_{\max}) = c(\omega_{\min}) = c_{\text{ср}}$); ρ — плотность материала.

В табл. 1 приведены результаты измерения скорости звука и расчетные значения коэффициента Пуассона μ для полиуретанов разной твердости и резины (хоккейная шайба).

Значения модуля E можно оценить по твердости резины, используя соотношения, приведенные в ГОСТ 20403 [2], в котором указано, что зависимость глубины проникновения индентора от твердости в международных единицах *IRHD* основана на соотношении глубины проникновения индентора в резину и модуля упругости, вычисляемом по формуле

$$F/E = 0{,}0038r^{0{,}65}h^{1{,}35}, \qquad (11)$$

где F — сила, Н ($F = 5{,}5$ Н); E — модуль Юнга, МПа; r — радиус шара, мм (для индентора $r = 1{,}25$ мм); h — глубина проникновения индентора, 0,01 мм.

В таблице, приведенной в ГОСТ 20403, твердости 87,8 *IRHD* соответствует глубина погружения индентора $h = 24$ (в единицах 0,01 мм); расчет по формуле (2) дает $E \approx 17{,}15$ МПа (значение модуля E, определенное по твердости, соответствует времени нагружения ≈ 30 с).

В ГОСТ 20403 также сказано, что для высокоэластичных резин значения твердости в единицах *IRHD* и по Шору А близки. С учетом этого по соотношению (2) вычислены значения модуля E при твердости 60 и 83 Шор А (см. табл. 1). Для твердости 53 и 63 Шор D (см. табл. 1) значения E были оценены по значению напряжения σ_{11} при $\varepsilon_{11} = 20$ % ($E \approx \sigma_{11}/0{,}2$; растяжение образцов при стандартной скорости).

Характерные особенности (ползучесть, релаксация) деформирования вязкоупругих материалов (в том числе полиуретана) при малых деформациях могут быть описаны соотношениями линейной теории вязкоупругости [3, 4]:

$$S_{ij}(t) = \int_0^t R(t-\tau)\mathrm{d}Э_{ij}(\tau); \qquad (12)$$

$$Э_{ij}(t) = \int_0^t \Pi(t-\tau)\mathrm{d}S_{ij}(\tau); \qquad (13)$$

$$\sigma = K\Theta. \qquad (14)$$

Здесь $S_{ij} = \sigma_{ij} - \delta_{ij}\sigma$ — девиаторные компоненты тензора напряжений σ_{ji}; $Э_{ij} = \varepsilon_{ij} - \delta_{ij}(\Theta/3)$ — девиаторные компоненты тензора деформаций ε_{ij}; $\Theta = \varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33}$ — объемная деформация; $\sigma = (\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33})/3$ — среднее напряжение.

Для малосжимаемых материалов ($\theta \approx 0$) при одноосном нагружении образцов получим $S_{11} = 2/3\sigma_{11}$; $\varepsilon_{11} = Э_{11}$. Подставляя эти соотношения в формулы (3), (4), получим выражения, связывающие величины σ_{11} и ε_{11}.

Ядра релаксации $R(t)$ и ползучести $\Pi(t)$ часто представляют математическими выражениями, например:

$$R(t) = At^{-\alpha};\ \Pi(t) = Bt^{\alpha}; \qquad (6)$$

$$R(t) = A(t+\varepsilon_4)^{-\alpha}[t/(1+\varepsilon_5 t)]^{-\rho} \times \times \{1 - k\lg[t/(1+\varepsilon_6 t)]\} \text{ и т. д.}$$

Для описания поведения вязкоупругих материалов при вибрационных нагружениях часто используется понятие комплексного динамического модуля:

$$G^*(\omega) = G'(\omega) + iG''(\omega). \qquad (7)$$

Величины $R(t)$, $\Pi(t)$, $G'(\omega)$, $G''(\omega)$ взаимосвязаны; известные точные соотношения между ними имеют вид [5, 6]:

$$1 = \Pi(0)R(t) + \int_0^1 R(t-\tau)\frac{\mathrm{d}\Pi(\tau)}{\mathrm{d}\tau}\mathrm{d}\tau; \qquad (8)$$

Таблица 1

Марка материала	Твердость	Плотность ρ, кг/м^3	Скорости звука, c; ($c_{\text{ср}}$), м/с	Модуль объемного сжатия K, МПа	Характерное значение модуля E, МПа	Расчетные значения μ; ($\mu_{\text{ср}}$)
C64D	63 Шор D	1240	2090—2150; (≈2120)	1860—5570	85	0,492384—0,497457; (≈0,494920)
1154D	53 Шор D	1170	1800—1900; (≈1850)	1330—4000	55	0,493108—0,497708; (≈0,495408)
B85A	83 Шор A	1200	1722—1735; (≈1728)	1194—3580	12,1	0,49831—0,499437; (≈0,498873)
S60A	60 Шор A	1200	1616—1722; (≈1670)	1120—3350	3,97	0,49940—0,49980; (≈0,49960)
Резина (хоккейная шайба)	87,8 *IRHD*	1300	1845	1475—4425	17,15	0,49806—0,49935; (≈0,49871)

$$G'(\omega) = R_* + \omega\int_0^\infty R_{**}(\eta)\sin(\omega\eta)d\eta; \quad (9)$$

$$G''(\omega) = \omega\int_0^\infty R_{**}(\eta)\cos(\omega\eta)d\eta \quad (10)$$

(здесь $R(t) = R_* + R_{**}(t)$, $R_{**}(t) \to 0$ при $t \to \infty$).

Если ядро $R(t)$ представлено рядом экспонент

$$R(t) = R_0 + \sum_{k=1}^{N} R_k e^{-r_k t}, \quad (11)$$

то интегрирование в формулах (9), (10) можно провести аналитически:

$$G'(\omega) = R_0 + \sum_{k=1}^{N} R_k \frac{\omega^2}{r_k^2 + \omega^2}; \quad (12)$$

$$G''(\omega) = \sum_{k=1}^{N} R_k \frac{r_k\omega}{r_k^2 + \omega^2}. \quad (13)$$

Проведенный анализ показал, что если ядро ползучести $\Pi(t)$ представлено рядом экспонент

$$\Pi(t) = \Pi_0 - \sum_{k=1}^{N} \Pi_k e^{-p_k t}, \quad (14)$$

то

$$G'(\omega) = \left\{\left(\Pi_0 - \sum_{k=1}^{N} \Pi_k \frac{\omega^2}{p_k^2 + \omega^2}\right)\times \left[1 + \left(\frac{\sum_{k=1}^{N} \Pi_k \frac{\omega p_k}{p_k^2 + \omega^2}}{\Pi_0 - \sum_{k=1}^{N} \Pi_k \frac{\omega^2}{p_k^2 + \omega^2}}\right)^2\right]\right\}^{-1}; \quad (15)$$

$$G''(\omega) = \frac{\sum_{k=1}^{N} \Pi_k \frac{\omega p_k}{p_k^2 + \omega^2}}{\left(\Pi_0 - \sum_{k=1}^{N} \Pi_k \frac{\omega^2}{p_k^2 + \omega^2}\right)^2 + \left(\sum_{k=1}^{N} \Pi_k \frac{\omega p_k}{p_k^2 + \omega^2}\right)^2}; \quad (16)$$

$$\Pi_0 - \sum_{k=1}^{N} \Pi_k \frac{\omega^2}{p_k^2 + \omega^2} = \frac{G'}{(G')^2 + (G'')^2}. \quad (17)$$

Подстановка формулы (15) в левую часть равенства (12) дает возможность записи системы уравнений для определения параметров ядра $R(t)$ по ядру $\Pi(t)$; а подстановка формул (12) и (13) в правую часть равенства (17) дает возможность записи системы уравнений для определения параметров ядра $\Pi(t)$ по известному ядру $R(t)$. В результате получаем способ приближенного решения интегрального уравнения (8). Практика расчетов показала, что параметры r_k, p_k [см. формулы (11), (14)] удобно задавать заранее в виде геометрической прогрессии:

$$r_k = r_1\beta^{(k-1)}, \quad \beta > 1, \quad (18)$$

например: $\beta = 2$; $1 \leqslant k \leqslant N$.

Величины R_k (или Π_k) вычисляются из условий совпадения аппроксимируемой функции и ряда экспонент в определенных точках. Практика расчетов показала, что для обеспечения высокой точности аппроксимации на интервале

$$\lg t_{\min} \leqslant \operatorname{tg} t \leqslant \lg t_{\max} \quad (19)$$

следует рассматривать более широкий интервал значений $\lg t$. При использовании для расчетов вычислительной техники (т. е. когда не требуется выбирать минимальное число экспонент) можно рекомендовать расширить интервал до

$$\lg t_{\min} - 4 \leqslant \lg t \leqslant \lg t_{\max} + 10 \quad (20)$$

[функция $R(t)$ должна иметь плавное аналитическое продолжение за пределами интервала (19)]. Удобно задавать $\lg t_{\min}$ и $\lg t_{\max}$ целыми числами. Значения r_1 и N [число экспонент, см. формулы (11), (18)] можно назначать, исходя из соотношений:

$$r_1 = 0{,}7 \cdot 10^{-(\lg t_{\max} + 10)};$$

$$r_N \cdot 10^{\lg t_{\min} - 4} > 0{,}7.$$

В ряде случаев наблюдается линейная зависимость ядра $R(t)$ от $\lg t$:

$$R(t) = R(1)(1 - Z\lg t), \quad (21)$$

где $R(t)$ — в мегапаскалях, t — в секундах, Z — коэффициент.

Проведенные автором испытания образцов полиуретана показали, что соотношение (21) правомерно использовать на интервале $1 \leqslant \lg t \leqslant 7$. Причем у полиуретанов разной твердости $R(1)$ имеет разные значения, а коэффициент Z характеризуется одним и тем же числом: $Z = 0{,}04242$. Если аппроксимировать соотношением (21) (при $Z = 0{,}04242$) диаграммы, приведенные в работе [7], то получается близкое совпадение с экспериментальной кривой (следует отметить, что эта экспериментальная диаграмма заканчивается при $\lg t \approx 7$).

Для иллюстрации примеров расчета формально продлим функцию (21) в сторону как больших значений $\lg t$, так и малых (т. е. отрицательных) значений $\lg t$. Проведенный анализ показал, что функции вида (21) с высокой точностью могут быть аппроксимированы рядом экспонент [см. выражение (11)], у которого все параметры R_k ($1 \leqslant k \leqslant N$) равны между собой. В частности, для $R(1) = 55$ МПа, $Z = 0{,}04242$ получено следующее: при $R_0 = 5{,}87719552448$, $R_1 = 0{,}702333102516$, $R_k = R_1$ ($1 \leqslant k \leqslant N$), $r_k = r_1\beta^{(k-1)}$, $\beta = 2$, $r_1 = 0{,}7 \cdot 10^{-21}$, $N = 110$ максимальное значение погрешности аппроксимации на интервале значений логарифма времени t, с, $-10 \leqslant \lg t \leqslant +14$ составляет около $6 \cdot 10^{-6}$ %. При этом ряды, полученные путем дифференцирования ряда (11), аппроксимируют

первую, вторую и третью производные с погрешностями около 10^{-3}, 10^{-2} и $5 \cdot 10^{-2}$ % соответственно. Расчеты по выражению (13) показали, что при этом выполняется условие $G''(\omega) \approx \text{const}$ ($\omega = 2\pi f$, f — частота, Гц; $-3 \leqslant \lg f \leqslant 8$): $G'' \approx 0{,}682188 \cdot R(1) \cdot Z$, и наблюдается линейная зависимость модуля G' от $\lg\omega$.

В работе [8] указаны различные аппроксимирующие выражения для $R(t)$ и $\Pi(t)$. Анализ данных, приведенных в работе [9], показал, что в случае (6) $\text{tg}\delta = G''(\omega)/G'(\omega)$ не зависит от частоты ω и $\text{tg}(\delta) = \text{tg}(\pi/2\alpha)$; это соотношение можно использовать для оценки точности программ.

В работе [10] отмечено, что разные полиуретаны одинаковой твердости проявляют близкие свойства при их деформировании. Взяв за основу эту концепцию и проанализировав известные экспериментальные данные о жесткостных характеристиках полиуретанов, путем пересчета получили оценочные данные о жесткостных характеристиках полиуретана с твердостью 91 *IRHD*.

В работе [5] приведены данные о компонентах динамического модуля (рис. 1, *а*, *б*). На основании анализа этих данных (для температуры +15,8 °С) с учетом уравнения (21) получено, что зависимость $G'(\omega)$ может быть представлена в виде:

$$G' = 143K_0\{4{,}1(1{,}0 + 0{,}04242\lg\omega) \times [(0{,}1 + 2{,}8\omega)^{0{,}14}] + 1{,}0\}. \quad (22)$$

Эта функция (при $K_0 = 1$) была аппроксимирована рядом (12) и по выражению (13) были вычислены значения $G''(\omega)$. Результаты расчетов представлены на рис. 2, *а*, *б* (они близки к данным рис. 1, *а*, *б*). С учетом соотношения (2) получено, что для полиуретана с твердостью 91 *IRHD* в выражении (22) следует положить $K_0 = 0{,}04$, при этом по формуле (22) будут вычисляться значения $E'(\omega)$, МПа (величины

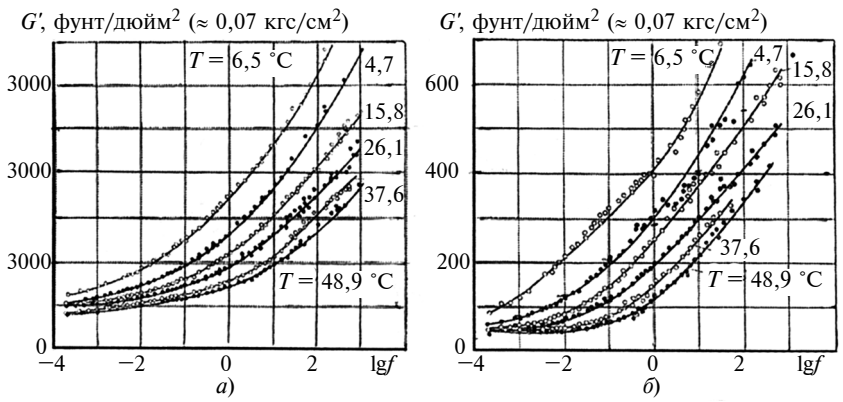


Рис. 1. Действительная (*а*) и мнимая (*б*) части комплексного модуля сдвига [5] (полиуретановая матрица)

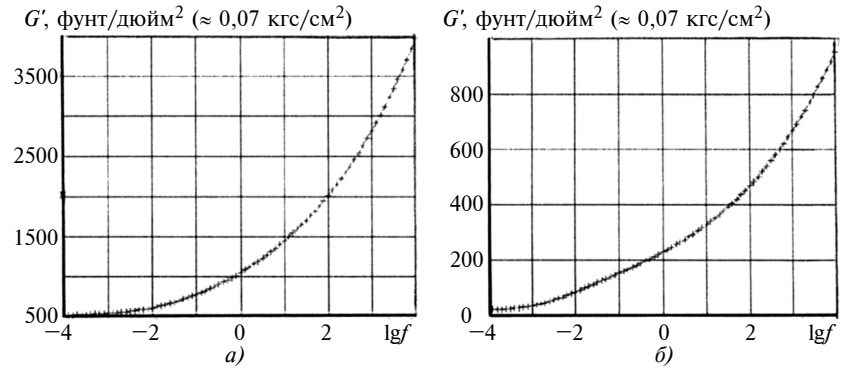


Рис. 2. Расчетная кривая G', полученная по формуле (22) при $K_0 = 1$ (*а*) и расчетные значения G'', полученные по формуле (13) с учетом формулы (22) (*б*)

$E'(\omega)$, $E''(\omega)$ характеризуют нагружение одноосных образцов). Функция (22) при $K_0 = 0{,}04$ была аппроксимирована рядом (12). Параметры R_k рядов (12) и (11) указаны в табл. 2; параметры r_k вычисляются по формуле (18) при $\beta = 2$; $N = 90$; $r_1 = 0{,}7 \cdot 10^{-15}$; $R_0 = 11{,}67895856$. Погрешность аппроксимации $\approx 1{,}5 \cdot 10^{-4}$ % на интервале $-4 \leqslant \lg f \leqslant +4$, где f — частота, Гц (в табл. 2 представлены первые 10 значащих цифр для вычисленных значений параметров R_k).

Далее представлены результаты расчетов по формулам (12), (13), (3), полученные на основании данных табл. 2; в табл. 3 приведены результаты расчета E' и E'', в табл. 4 — значения модуля E при деформации $\varepsilon_{11} = 1$ %, вычисленные по диаграммам деформирования (рис. 3) одноосных образцов при различных постоянных скоростях деформации.

На рис. 4 приведены петли гистерезиса при $f = 4{,}5$ Гц.

После уточнения значения модуля E следует уточнить значение коэффициента Пуассона μ (см. табл.1).

Часто при исследовании затухания колебаний для вязкоупру-

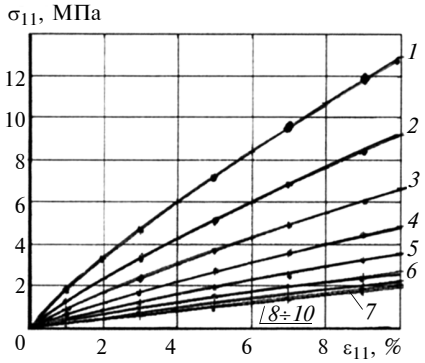


Рис. 3. Графики *1÷10* деформирования при скоростях деформации (от верхней кривой к нижней):
$1 \cdot 10^3$; $1 \cdot 10^2$; $1 \cdot 10^1$; 1; $1 \cdot 10^{-1}$; $1 \cdot 10^{-2}$; $1 \cdot 10^{-3}$; $1 \cdot 10^{-4}$; $1 \cdot 10^{-5}$; $1 \cdot 10^{-6}$

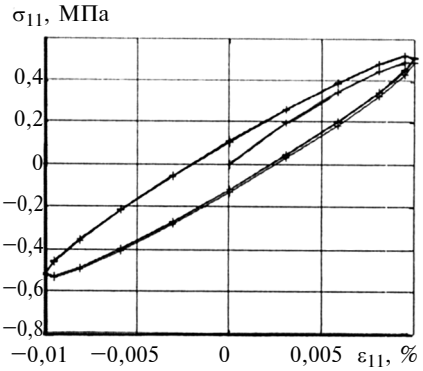


Рис. 4. Петли гистерезиса при f = 4,5 Гц:
6 циклов нагружения при $\varepsilon_{11}(t) = \varepsilon_0 \sin(\omega t)$, $\varepsilon_0 = 0{,}01$.

гих сред рассматриваются такие величины, как модуль потерь $E''(\omega)$ [или $G''(\omega)$] и $\mathrm{tg}\delta = E''(\omega)/E'(\omega)$. Величины $E'(\omega)$, $E''(\omega)$, $\mathrm{tg}\delta$ определяются для установившегося гармонического режима нагружения. Но на практике часто бывает необходимо исследовать процессы затухания колебаний после какого-то внезапного (быстрого) возмущения. Поэтому предлагается рассмотреть другой подход к данному вопросу.

В работах [3, 4] приведено соотношение для расчета рассеянной энергии W при деформировании единичного объема линейного вязкоупругого материала, свойства которого описываются соотношениями (3)—(5):

$$W(t) = -\int_0^t \int_0^{\tau_*} \int_0^{\tau_*} R'(2\tau_* - \tau_1 - \tau_2)\mathrm{d}Э_{ij}(\tau_1)\mathrm{d}Э_{ij}(\tau_2)\mathrm{d}\tau_*, \quad (23)$$

(здесь по i, j проводится суммирование от 1 до 3; предполагается, что объемное деформирование происходит упруго).

Пусть есть "образец" единичного объема (для простоты рассуждений рассмотрим куб со стороной 1 м объемом 1 м^3); будем считать, что

$$\varepsilon_{11}(t) = \varepsilon_0 \sin(\omega t) \quad (24)$$

(одноосный образец при одноосном нагружении).

Пусть $\varepsilon_0 = 0{,}01$, тогда при $E' = 51{,}61$ МПа (для f = 4,5 Гц, см. табл. 3) приближенно можно

Таблица 2

k	Параметр R_k	k	Параметр R_k	k	Параметр R_k
1	0,2169503335	31	0,2169666384	61	8,337911409
2	0,2169503335	32	0,2169837094	62	9,281403638
3	0,2169503335	33	0,2170179287	63	10,33037646
4	0,2169503335	34	0,2170878977	64	11,49687741
5	0,2169503335	35	0,2172300293	65	12,79382953
6	0,2169503335	36	0,2175186626	66	14,23562382
7	0,2169503335	37	0,2181051170	67	15,83845015
8	0,2169503335	38	0,2192959792	68	17,62013914
9	0,2169503335	39	0,2217139134	69	19,60043986
10	0,2169503335	40	0,2266233534	70	21,80136866
11	0,2169503335	41	0,2365845964	71	24,24734267
12	0,2169503335	42	0,2567916548	72	26,96542282
13	0,2169503336	43	0,2977373208	73	29,98566905
14	0,2169503336	44	0,3800074562	74	33,34145279
15	0,2169503338	45	0,5411343232	75	37,06979167
16	0,2169503342	46	0,8281776852	76	41,21174947
17	0,2169503349	47	1,236290944	77	45,81291392
18	0,2169503364	48	1,670742351	78	50,92405236
19	0,2169503394	49	2,062464834	79	56,60088656
20	0,2169503455	50	2,421043327	80	62,90395684
21	0,2169503581	51	2,766897618	81	69,91447548
22	0,2169520209	52	3,122508637	82	77,69049065
23	0,2169478720	53	3,501901523	83	86,16804245
24	0,2169527511	54	3,912997550	84	96,77782005
25	0,2169489792	55	4,366324156	85	103,6514308
26	0,2169515301	56	4,867505696	86	121,6623500
27	0,2169512529	57	5,422805476	87	135,1463448
28	0,2169519448	58	6,040386886	88	150,1150946
29	0,2169546151	59	6,726641623	89	166,7311809
30	0,2169582240	60	7,489384807	90	185,1749024

Таблица 3

f, Гц	lg$f$	E', МПа	E'', МПа	$[(E')^2 + (E'')^2]^{0,5}$	$\mathrm{tg}\delta = E''/E'$
0,001	−3,000	21,48	1,256	21,51	0,0585
0,010	−2,000	24,31	3,279	24,53	0,1349
0,030	−1,523	27,02	4,591	27,40	0,1699
0,100	−1,000	31,08	6,051	31,66	0,1947
0,300	−0,523	35,75	7,429	36,51	0,2078
0,500	−0,301	38,24	8,109	39,09	0,2121
1	0,000	41,97	9,092	42,95	0,2166
2	0,301	46,14	10,160	47,25	0,2203
3	0,477	48,80	10,840	49,99	0,2221
4	0,602	50,80	11,340	52,05	0,2233
5	0,699	52,41	11,750	53,71	0,2242
6	0,778	53,76	12,090	55,11	0,2248
7	0,845	54,94	12,380	56,32	0,2254
8	0,903	55,99	12,640	57,40	0,2259
9	0,954	56,92	12,880	58,36	0,2263
10	1,000	57,78	13,090	59,24	0,2266
11	1,041	58,56	13,290	60,05	0,2269
12	1,079	59,29	13,470	60,80	0,2272
13	1,114	59,97	13,640	61,50	0,2275
14	1,146	60,60	13,800	62,15	0,2277
15	1,176	61,20	13,950	62,77	0,2279
20	1,301	63,76	14,590	65,41	0,2288
30	1,477	67,57	15,530	69,33	0,2299
40	1,602	70,42	16,240	72,27	0,2306
50	1,699	72,73	16,820	74,65	0,2312
60	1,778	74,67	17,300	76,64	0,2317
70	1,845	76,35	17,720	78,38	0,2320
80	1,903	77,84	18,090	79,92	0,2323
90	1,954	79,19	18,420	81,30	0,2326
100	2,000	80,41	18,720	82,56	0,2328
150	2,176	85,30	19,930	87,59	0,2337
200	2,301	88,96	20,840	91,37	0,2343
300	2,477	94,40	22,190	96,97	0,2350
400	2,602	98,47	23,200	101,20	0,2355
500	2,699	101,80	24,010	104,60	0,2359
600	2,778	104,50	24,690	107,40	0,2362
700	2,845	106,90	25,290	109,90	0,2365
800	2,903	109,10	25,810	112,10	0,2367
900	2,954	111,00	26,290	114,10	0,2369
1000	3,000	112,70	26,720	115,80	0,2370

Таблица 4

Время, за которое деформация достигает величины в 1 %, с	Скорость деформации	Модуль E при $\varepsilon = 1$ %, МПа
10^4	$1 \cdot 10^{-6}$	19,99
10^3	$1 \cdot 10^{-5}$	20,89
10^2	$1 \cdot 10^{-4}$	22,66
10	$1 \cdot 10^{-3}$	27,11
1	$1 \cdot 10^{-2}$	35,52
10^{-1}	$1 \cdot 10^{-1}$	48,47
10^{-2}	1	66,46
10^{-3}	$1 \cdot 10^1$	91,99
10^{-4}	$1 \cdot 10^2$	129,23
10^{-5}	$1 \cdot 10^3$	182,66
10^{-6}	$1 \cdot 10^4$	258,58
10^{-7}	$1 \cdot 10^5$	367,34
10^{-8}	$1 \cdot 10^6$	522,26
10^{-9}	$1 \cdot 10^7$	741,88
10^{-10}	$1 \cdot 10^8$	1051,39

принять, что энергия этой колебательной системы

$$A = 0{,}5(\varepsilon_0 \cdot 1)(E'\varepsilon_0) = \\ = 2{,}58 \cdot 10^{-3}, \text{ МДж}. \qquad (25)$$

При исследовании затухающих колебаний часто полагают, что смещения (соответственно и деформации) изменяются во времени по закону:

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_0 e^{-\alpha' t}\sin(\omega t). \qquad (26)$$

При представлении ядра релаксации $R(t)$ рядом экспонент в случае изменения деформации по закону (26) интегрирование в соотношении (23) можно провести аналитически. Меняя в формуле (26) параметр α, можно построить серию кривых зависимости энергии $W(t)$ от времени. Значение α, при котором предел $W(t)$ при $t \to \infty$ равен величине A (25), будет соответствовать процессу затухания колебаний. На рис. 5 показаны графики $W(t)$, полученные при $\alpha = 2{,}5$; 3,0; 3,5, для $f = 4{,}5$ Гц, $\varepsilon_0 = 0{,}01$ (рассматривался случай одноосного нагружения образцов). При $\alpha = 3{,}5$ (кривая *1*) затухание колебаний происходит очень быстро, так что энергия W не достигает величины A. При $\alpha = 2{,}5$ (кривая *3*) наблюдается недостаточное затухание: расчетное значение W превосходит величину A. При $\alpha = 3{,}0$ (кривая *2*) энергия W стремится к величине A.

При частоте $f = 4{,}5$ Гц период колебаний $T = 1/4{,}5$ с. Подставляя в формулу (26) $\alpha = 3{,}0$ и $t = 1/4{,}5$, получим, что две амплитуды, отстоящие на период $1/4{,}5$ с, различаются в $e^{3/4{,}5} \approx 1{,}95$ раза.

Следует заметить, что представленные на рис. 5 графики на начальном участке представляют собой волнистые линии. Это указывает на то, что энергия $W(t)$ возрастает во времени немонотонно: приращение энергии $W(t)$ при одинаковом приращении времени зависит в том числе от того, возрастает ли деформация в данный момент времени или убывает.

Были проведены испытания по исследованию затухания колебаний груза, скрепленного с образцом из полиуретана (твердость полиуретана 91 *IRHD*). Из экспериментальной кривой (рис. 6) следует, что частота затухающих колебаний равна $\approx 4{,}5$ Гц, а соседние максимальные отклонения вниз от среднего положения различаются между собой примерно в 2 раза, что согласуется с расчетной величиной 1,95.

Испытания заключались в следующем. Образец полиуретана был консольно закреплен в горизонтальной плоскости. К свободному концу образца с помощью шарнира (типа дверной петли) был прикреплен груз массой 2 кг. Благодаря шарниру груз при колебаниях смещался вверх-вниз, не поворачиваясь. Груз рукой отклоняли вниз (или вверх) от равновесного положения, затем он плавно отпускался. При этом на миллиметровой бумаге, которая была наклеена на вращающийся барабан, записывалась диаграмма вертикального смещения зоны крепления шарнира к образцу.

Отметим, что если учесть фактический объем образца и распределение деформаций по его объему (при изгибе образца), то потребуется и значение A, и значения $W(t)$, представленные на рис. 5, умножить на один и тот же поправочный коэффициент (так как рассматриваются соотношения линейной теории вязкоупругости), поэтому найденное расчетное значение $\alpha = 3{,}0$ (см. рис. 5) останется без изменений.

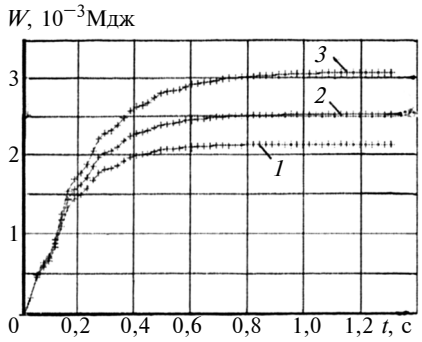


Рис. 5. Расчетные зависимости $W(t)$ для частоты $f = 4{,}5$ Гц

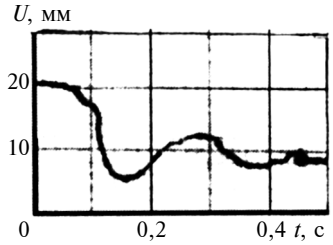


Рис. 6. Экспериментальный график процесса затухания колебаний

В работе [11] отмечено, что для вязкоупругой среды точного решения задачи о затухании свободных колебаний не найдено и приведены результаты приближенного решения. Полагается, что перемещения изменяются во времени по закону (26), при этом

$$\omega = \omega_0[(|E| + E')/(2|E|)]^{0,5}; \quad (28)$$

$$\alpha = \omega_0[(|E| - E')/(2|E|)]^{0,5}; \quad (29)$$

$$|E| = [(E')^2 + (E'')^2]^{0,5}.$$

При $f = 4,5$ Гц ($\omega = 2\pi f$) получено: $E' = 51,61$ МПа, $E = 52,88$ МПа; расчет по формуле (28) показал, что значения ω и ω_0 незначительно отличаются друг от друга, поэтому принято, что $\omega = \omega_0 = 2\pi f$, где $f = 4,5$ Гц; расчет по формуле (29) показал, что $\alpha = 3,037$ [это вполне согласуется с полученной выше величиной $\alpha = 3$ (см. рис. 5, кривая *2*)]. Приближенный подход к данному вопросу рассмотрен также в работе [12].

В работе [13] рассмотрены приближенные соотношения между вязкоупругими характеристиками; наиболее простым, видимо, является соотношение $R(t) \approx G'(\omega)$ при $t = 1/\omega$.

Вопросам аппроксимации функций рядами экспонент посвящены работы [14, 15]. Эти вопросы рассмотрены также в книге [16]. В работах [17, 18] приведен обзор работ, посвященных применению рядов экспонент для описания вязкоупругих свойств материалов; в книгах [5, 6, 19] приведены примеры аппроксимирующих рядов. В работе [20] отмечено, что аппроксимирующий ряд экспонент может быть определен неоднозначно (в частности, в формуле (18) можно по-другому задать параметры r_k). В книге [21] дан ряд рекомендаций по вопросам аппроксимации вязкоупругих характеристик рядами экспонент, а также отмечено, что эта книга представляет собой попытку отразить все аспекты современного состояния реологии и что она будет полезна специалистам, профессионально занимающимся реологией полимерных материалов всех типов.

Выводы

1. Предложенный метод позволяет оперативно оценить значения коэффициента Пуассона резиноподобных материалов.

2. Использование рядов экспонент можно рассматривать как удобный математический прием, обеспечивающий высокую точность расчетов.

3. Разработанные методы позволяют для линейных вязкоупругих материалов на основе ограниченного числа экспериментальных данных путем пересчета получать данные об ожидаемых жесткостных характеристиках материалов при различных условиях нагружения.

4. Для полиуретана твердостью 91 *IRHD* вычислен комплекс данных об ожидаемых жесткостных характеристиках при различных условиях нагружения. А также для полиуретанов разной твердости получены оценки значений коэффициента Пуассона.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **А. с. 1739279** Рос. Федерации: МПК^6 G 01 N 29/00. Способ оценки модуля объемного сжатия материала.

2. **ГОСТ 20403—75** (СТ СЭВ 1970—79) "Резина. Метод определения твердости в международных единицах (от 30 до 100 IRHD)". М.: Изд-во стандартов, 1989. 9 с.

3. **Ильюшин А. А., Победря Б. Е.** Основы математической теории термовязкоупругости. М.: Наука, 1970. 280 с.

4. **Ильюшин А. А.** Механика сплошной среды. М.: Изд-во МГУ, 1971. 248 с.

5. **Кристенсен Р.** Введение в теорию вязкоупругости. М.: Мир, 1974. 338 с.

6. **Москвитин В. В.** Сопротивление вязкоупругих материалов. М.: Наука, 1972. 327 с.

7. **Даштиев И. З.** Ползучесть, релаксация и диссипативные свойства полиуретановых эластомеров // Полиуретановые технологии. 2005. № 1. С. 7—9.

8. **Колтунов М. А.** Ползучесть и релаксация. М.: Высшая школа, 1976. 280 с.

9. **Калнинь В. М., Балодис А. А., Адавич П. Н.** Исследование вопроса о применимости модели гистерезисного трения для оценки степени неупругости полимерных материалов. Сообщение 1 // Механика полимеров. 1978. № 1. С. 147—153.

10. **Райт П., Камминг А.** Полиуретановые эластомеры / Пер. с англ. под ред. Н. П. Апухтиной. Л.: Химия, 1973. 304 с.

11. **Работнов Ю. Н.** Механика деформируемого твердого тела. 2-е изд., испр. М.: Наука, 1988. 712 с.

12. **Джонсон К.** Механика контактного взаимодействия: Пер. с англ. М.: Мир, 1985. 510 с.

13. **О количественной** связи между динамическими и статическими деформационными характеристиками вязкоупругих материалов / Е. П. Журавский, В. Н. Красовский, Ю. А. Круглов, В. В. Ульяновский // Механика полимеров. 1978. № 1. С. 175—177.

14. **Леонтьев А. Ф.** Ряды экспонент. М.: Наука, 1976. 536 с.

15. **Леонтьев А. Ф.** Целые функции. Ряды экспонент. М.: Наука, 1983. 176 с.

16. **Хемминг Р. В.** Численные методы (для научных работников и инженеров). М.: Наука, 1972. 400 с.

17. **Уржумцев Ю. С., Янсон Ю. О.** О паспортизации вязкоупругих характеристик полимерных материалов // Механика композиционных материалов. 1979. № 5. С. 900—907.

18. **Уржумцев Ю. С.** Прогнозирование длительного сопротивления полимерных материалов. М.: Наука, 1982. 310 с.

19. **Ляпунов В. Т., Лавендол Э. Э., Шляпочников С. А.** Резиновые виброизоляторы. Справочник. Л.: Судостроение, 1988. 216 с.

20. **Ферри Дж.** Вязкоупругие свойства полимеров: Пер. с англ. М.: Изд-во иностр. лит., 1963. 536 с.

21. **Малкин А. Я., Исаев А. И.** Реология. Концепции, методы, приложения / Авторизованный перевод с англ. СПб.: Профессия, 2007. 560 с.

УДК 539.3:541.18:620.17

Н. М. ЯКУПОВ, д-р техн. наук, Р. Г. НУРУЛЛИН, канд. техн. наук, С. Н. ЯКУПОВ
(Институт механики и машиностроения КазНЦ РАН, г. Казань)

Методология исследования механических свойств тонких пленок и нанопленок

Предложен двумерный подход исследования механических свойств пленок, представлено описание экспериментальной установки, алгоритм и результаты исследований механических свойств тончайших пленок.

Ключевые слова: пленка, механические свойства, напряжение, деформация, одноосное растяжение.

A two-dimensional approach to investigation of stress-strain properties of films is proposed, and description of the experimental setup, algorithm, and investigation results of stress-strain properties of superfine films is presented.

Keywords: film, stress-strain properties, stress, deformation, uniaxial tension.

Если XX век по используемым элементам конструкций был веком тонкостенных структур [1, 2], то XXI век станет веком пленок и мембран. В настоящее время все большее распространение получают тонкие и очень тонкие пленки, а также их композиции, которые характеризуются уникальными свойствами, особенно это относиться к наноструктурам и нанопленкам. Так, если для стали сопротивление материала упругой деформации (модуль Юнга) составляет 0,2 ТПа, то согласно данным работы [3] для углеродных нанотрубок модуль Юнга составляет: по Робертсону — 1,02 ТПа, Якобсону — 1,07 ТПа, Оверни — 1,5 ТПа. При этом наноструктуры высокодеформативны и выдерживают более 40 % деформации растяжения, не проявляя признаков разрыва. Кроме того, они обладают высокими удельными прочностными характеристиками. Так, бездефектные углеродные трубки прочнее и почти в 4 раза легче стали.

Для обеспечения безопасности конструкций, в которых имеются тонкостенные элементы, возникает необходимость в точном определении физико-механических свойств пленок, пленочных композиций и установлении влияния различных факторов на изменение их структуры. Поэтому все более актуальным становится изучение свойств пленок и пленочных композиций при воздействии внешних факторов, которые вызывают деградацию материала, что становится причиной его разрушения, как на этапе производства, так и при эксплуатации выполненных из него конструкций.

Способы определения физико-механических свойств тонкослойных элементов конструкций

За последние 15 лет были разработаны различные способы исследований механических свойств материалов. Так, например, разработан способ, при котором образец из полимерного материала нагревают и нагружают внутренним давлением. Затем, исходя из зависимости изменения давления от времени, определяют константы эластичности по известным соотношениям [4]. Данный способ нельзя применять для исследований тонких пленок из-за трудности реализации процесса температурного воздействия.

Другой способ таков: в сосуде с жидкостью размещают оболочку, внутри которой повышают давление и создают кольцевую газожидкостную прослойку между стенками сосуда и испытуемой оболочкой путем барботажа газа в жидкость [5]. Недостатком этого способа является то, что для испытания оболочки требуется создание кольцевой газожидкостной прослойки между стенками сосуда и испытуемым объектом.

В следующем способе для испытания пленочных композиций используют устройство, содержащее нагрузочную и контрольную камеры, а также элемент для крепления образца [6]. Нагрузочная камера сообщена через разгрузочный клапан с устройством, создающим давление в рабочей среде, и регулятором подачи рабочей среды. Недостаток данного способа — нельзя осуществить непосредственное наблюдение за процессом деформирования.

Подходы к исследованию механических свойств тонких пленок и нанопленок

В зависимости от размеров исследуемых объектов все существующие методы исследования можно разделить на одномерные, двумерные и многомерные.

К стандартным способам относится одноосное испытание на растяжение образцов, имеющих в двух направлениях большие размеры по сравнению с третьим. Образцы для таких испытаний вырезают из объемного материала в виде стержневых заготовок или из полотна в виде полосок.

В зависимости от назначения пленочные композиции выполняются из различных компонентов, образующих в совокупности сложную структуру. Их механические свойства зависят от сочетания и взаимного расположения составляющих. Трудно, а порой и невозможно, описать структуру материала и формы возникающих в них дефектов, не говоря уже об определении их реальных свойств. Поэтому при исследовании механических свойств способом одноосного растяжения образцов из пленок и мембран имеет место значительный разброс полученных результатов [7]. Нельзя исследовать способом одноосного нагружения

пленочные и мембранные композиции, которые имеют пространственно-неоднородную структуру, различные дефекты и повреждения. Особенно это относится к тонким композициям, поскольку влияние различных дефектов в таких объектах весьма высоко.

Поэтому предпочтительным является двумерное испытание, которое может осуществляться двумя способами. Первый способ предусматривает исследование свойств отдельных компонент с последующим численным моделированием композиционной структуры с учетом взаимодействия этих компонент. Этот способ трудно реализуем даже для относительно простых композиций и практически неприемлем для исследования сложных композиций. Поэтому он малоэффективен для определения реальных механических свойств пленочных композиций.

Второй способ заключается в определении интегральных свойств композиции в целом. При этом предполагается, что сложная композиция представляет собой единый комплекс "материал — конструкция". Для определения механических характеристик комплексов "материал — конструкция" предпочтительным является экспериментально-теоретический метод исследования [8—12].

В то же время на экспериментальном этапе испытания тонких пленок и нанопленок двумерным методом возникают трудности, связанные с провисанием образцов под действием собственного веса и их сползанием в экспериментальной установке, что вызывает значительные погрешности измерений и в результате снижает точность определения показателей механических свойств. Кроме того, в процессе подготовки испытаний возможны разрывы и разрушения образцов.

Целью исследований стало развитие экспериментально-теоретического метода применительно к тонким и очень тонким пленочным композициям. При этом решались задачи: устранение провисания и сползания исследуемых образцов на экспериментальной установке; повышение точности определения показателей механических свойств тонких пленок и нанопленок; расширение области применения данного способа; обеспечение возможности непосредственного наблюдения за изменением показателей прочности в процессе нагружения.

Экспериментальная установка

Устройство для определения механических свойств тончайших пленок и нанопленок состоит из источника *1* (рис. 1) рабочей среды, к которому подключена магистраль *2* с вентилем *3*. Магистраль *2* подведена к полости *A*, находящейся внутри корпуса *4*, который имеет перфорированное основание *5* с системой сквозных отверстий, предназначенное для размещения образца *6*. Перфорированное основание *5* может иметь плоскую или выпуклую форму. Выпуклая поверхность перфорированного основания характеризуется параметром *m*, определяемым отношением D/R, где D — диаметр перфорированного основания, R — радиус кривизны выпуклой поверхности. Значение параметра *m* изменяется от 0 до 1000.

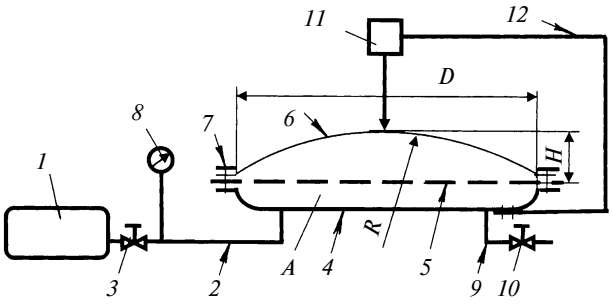


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Образец *6* тонкой пленки, уложенный на перфорированное основание *5*, прижимают к поверхности основания по периметру с помощью зажимного (заклинивающего) кольца *7*, при этом между образцом *6* и кольцом *7* устанавливают кольцевые герметизирующие прокладки. Зажимное кольцо может иметь кольцевые выемки для надежной фиксации и исключения проскальзывания краев пленки при значительном давлении рабочей среды. Образец *6* размещается с центровкой по меткам таким образом, чтобы он полностью перекрывал поверхность перфорированного основания, тем самым формируется герметичная нагрузочная камера. Для того чтобы можно было наблюдать за процессом малых деформаций, зажимное кольцо располагают заподлицо с перфорированным основанием, т. е. так, чтобы верхняя поверхность зажимного кольца не выступала над поверхностью перфорированного основания. Кроме того, кромки перфорированного основания, зажимного кольца и корпуса закруглены и не повреждают образец. В магистрали *2* имеется манометр *8* и стравливающий патрубок *9* с вентилем *10*. Манометром измеряют давление внутри нагрузочной камеры.

Измерительный комплекс включает в себя индикатор *11* для измерения высоты подъема купола образца *6* в процессе деформирования. Для предотвращения смещения измерительного комплекса относительно корпуса *4* используют связующий кронштейн *12*. Измерительный комплекс может содержать и оптические устройства, например, катетометр, фотоаппарат или видеокамеру с системой оптической оцифровки, а также измерительный микроскоп.

Устройство работает следующим образом. Образец *6* нагружают односторонним давлением со стороны рабочей среды, которая подается от источника *1*. В процессе нагружения образец подвергается деформации, принимая форму купола. По мере нагружения образца замеряют такие параметры, как высота *H* подъема (прогиба) вершины образуемого купола относительно первоначального положения и текущее давление (с помощью манометра *8*).

Новый способ определения механических свойств тонких пленок и нанопленок

Предлагаемый способ исследования механических свойств пленок заключается в следующем. Из тонкой пленки или нанопленки изготовляют образцы для испытаний. Для этого накладывают друг на друга несколько слоев пленки и по шаблону вырезают пакет образцов. На перфорированное основание *5* устройства накладывают один образец, устраняя складки. Зажимают края образца заклинивающим кольцом *7*. В образовавшуюся полость *A* подают рабочую среду от источника *1* по магистрали *2*, а через отверстия перфорированного основания осуществляют одностороннее давление на образец. Как правило, в качестве рабочей среды используют инертный газ. Рабочая среда не должна вступать в химическую реакцию с материалом образца и просачиваться через него. По мере увеличения давления измеряют высоту H вершины образовавшегося купола контактным способом, используя индикатор прогиба, или бесконтактным способом, используя оптические приборы.

Полученные данные обрабатывают в зависимости от вида деформации: для упругих материалов вычисляют модуль упругости по формуле [13]

$$E = \frac{NpD^4(1-\nu^2)}{16H^3h},$$

где p — давление; D — диаметр рабочей части образца; ν — коэффициент Пуассона; h — первоначальная толщина пленки; H — высота подъема купола; N — согласующий коэффициент (от 0,28 до 0,32).

Значение коэффициента N зависит от коэффициента Пуассона:

ν	0,25	0,3	0,4	0,5
N	0,31148	0,30367	0,29016	0,27905

При промежуточных значениях ν коэффициент N получают путем интерполяции (рис. 2).

Механические свойства пластичных материалов оцениваются условным модулем $E_у$ упругости по формуле [8, 14]

$$E_у = \frac{dA}{de_i} e_i^k + Ake_i^{k-1}, \qquad (1)$$

где A — параметр, учитывающий изменение структуры материала в процессе нагружения образца; k — коэффициент, для данного материала $0 \leqslant k \leqslant 1$; e_i — интенсивность деформаций.

Алгоритм определения зависимости интенсивности напряжений от интенсивности деформаций

1. Задают различные значения коэффициента k от 0 до 1 с установленным шагом, например 0,1.

2. Определяют параметр c, характеризующий условия равновесия нагруженного образца, решая следующее уравнение:

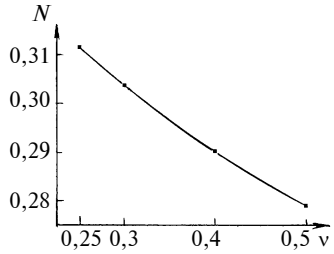


Рис. 2. Зависимость изменения согласующего коэффициента N от коэффициента Пуассона ν

$$-\frac{11}{30}c^4 + \left[-1{,}2 + 0{,}1\left(\frac{2H}{D}\right)^2\right]c^3 +$$
$$+\left(\frac{2H}{D}\right)^2\left[2{,}35 - 0{,}1\left(\frac{2H}{D}\right)^2\right]c^2 +$$
$$+\left(\frac{2H}{D}\right)^4\left[-2{,}6 + \left(\frac{2H}{D}\right)^2\frac{1}{15}\right]c + \left(\frac{2H}{D}\right)^6 +$$
$$+\frac{k-1}{2}\left\{-\frac{19}{30}c^4 + \left[-1{,}6 + 0{,}7\left(\frac{2H}{D}\right)^2\right]c^3 +\right.$$
$$+\left[3{,}5 - 1{,}2\left(\frac{2H}{D}\right)^2\right]\left(\frac{2H}{D}\right)^2c^2 + \left(\frac{2H}{D}\right)^4 - 4{,}4 +$$
$$\left.+\frac{1}{1{,}875}\left(\frac{2H}{D}\right)^2c + 1{,}6\left(\frac{2H}{D}\right)^6\right\} = 0.$$

3. Задают радиальное перемещение $u = \frac{cD}{2}(\xi - \xi^3)$ и прогиб $w = H(1 - \xi^2)$ срединной поверхности пленки (здесь $\xi = 2r/D$ — безразмерная радиальная координата; r — радиальная координата).

4. Вычисляют радиальные ε_1 и окружные ε_2 деформации: $\varepsilon_1 = e_1 + \frac{1}{2}(e_1^2 + \omega^2)$; $\varepsilon_2 = e_2 + \frac{1}{2}e_2^2$, где $e_1 = \frac{du}{dr}$; $e_2 = \frac{u}{r}$; $\omega = \frac{dw}{dr}$.

5. Вычисляют интенсивность деформаций по формуле

$$e_i = \frac{2}{\sqrt{3}}\sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_1\varepsilon_2 + \varepsilon_2^2}.$$

6. Находят вспомогательный параметр J, зависящий от деформаций в материале, парметра H и коэффициента k:

$$J = \frac{4H}{D}\int_0^1\left\{\left(\varepsilon_1 + \frac{1}{2}\varepsilon_2\right)[1 + c(1 + 3\xi^2)](1 + 2\varepsilon_1)^{-\frac{3}{2}} +\right.$$
$$\left.+\left(\varepsilon_2 + \frac{1}{2}\varepsilon_1\right)(1 + 2\varepsilon_1)^{-\frac{1}{2}}(1 + 2\varepsilon_2)^{-\frac{1}{2}}\right\} \times$$
$$\times (1 - \varepsilon_1 - \varepsilon_2)e_i^{k-1}(1 - \xi^2)\xi d\xi.$$

7. Вычисляют параметр $A(e_i)$, зависящий от деформации и характеризующий прочность материа-

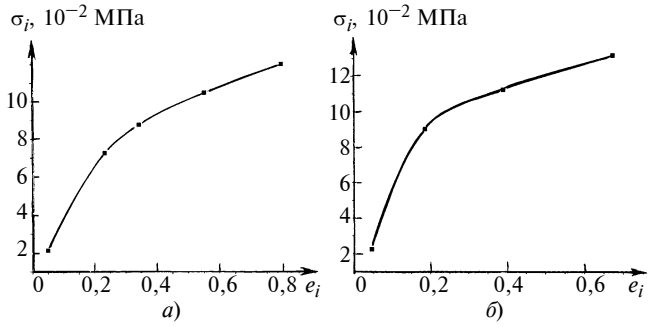


Рис. 3. Зависимости изменения интенсивности σ_i напряжений от интенсивности e_i деформации для пленок толщиной 100 (*а*) и 120 мкм (*б*)

Таблица 1

Результаты испытаний пленки толщиной h = 100 мкм при k = 0,3

p, МПа	H, мм	A, МПа	e_i	σ_i, МПа
0,004	6,40	5,28971132	0,050404756	2,15860623
0,022	12,85	11,23108047	0,235247761	7,27577380
0,028	14,94	12,06330734	0,345497806	8,77000782
0,034	17,57	12,47526164	0,554529747	10,45266706
0,038	19,45	12,75384524	0,799134540	11,92414129

Таблица 2

Результаты испытаний пленки толщиной h = 120 мкм при k = 0,3

p, МПа	H, мм	A, МПа	e_i	σ_i, МПа
0,004	6,10	5,68261118	0,045610869	2,25044521
0,026	11,71	14,86184442	0,188406990	9,00744904
0,036	15,68	14,74793156	0,394446012	11,15648496
0,042	18,63	14,62600929	0,677279462	13,01236439

ла, по формуле $A(e_i) = \dfrac{3^{(k+1)/2} pD}{2^{k+4} J h_0}$, где h_0 — первоначальная толщина образца.

8. Находят интенсивность напряжений по формуле $\sigma_i = A(e_i) e_i^k$.

9. Вычисляют кривизны купола образца в радиальном K_1 и окружном K_2 направлениях:

$$K_1 = \left[\omega(1 + e_2)\frac{\mathrm{d}(1 + e_1)}{\mathrm{d}r} - (1 + e_1)\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}r}\right] \times$$
$$\times (1 + 2\varepsilon_1)^{-3/2}(1 + \varepsilon_2)^{-1/2};$$
$$K_2 = -\omega(1 + 2\varepsilon_1)^{-1/2}(1 + 2\varepsilon_2)^{-1/2}.$$

10. Вычисляют теоретическое давление по формуле

$$p_m = \frac{4\sigma_i h(1 - \varepsilon_1 - \varepsilon_2)}{3e_i} \times$$
$$\times \left[\left(\varepsilon_1 + \frac{1}{2}\varepsilon_2\right)K_1 + \left(\varepsilon_2 + \frac{1}{2}\varepsilon_1\right)K_2\right].$$

11. Для уточнения коэффициента k расчет по данному алгоритму повторяют многократно, исходя из условия наибольшего согласования теоретического давления p_m с экспериментальным давлением p нагружения.

Условный модуль рассчитывают по формуле (1).

Результаты исследований

Проводились испытания образцов толщиной h = 100 и 120 мкм диаметром D = 72 мм (табл. 1, 2). Зависимости изменения интенсивности σ_i напряжений от интенсивности e_i деформаций для полиэтиленовых пленок толщиной 100 и 120 мкм при k = 0,3 представлены на рис. 3.

Таким образом, на изменение показателей механических свойств оказывают влияние параметры самого образца. При изменении толщины пленки изменяется интенсивность напряжений от деформаций, например пленка толщиной 120 мкм прочнее пленки толщиной 100 мкм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Якупов Н. М., Галимов Ш. К., Хисматуллин Н. И.** От каменных глыб к тонкостенным конструкциям. Казань: Изд-во SOS, 2001. 96 с.

2. **Якупов Н. М.** Строительные конструкции: этапы и перспективы развития / Под ред. В. Н. Сучкова. Казань: КГАСУ, ИММ КазНЦ РАН, 2006. 154 с.

3. **Гольдштейн Р. В., Ченцов А. В.** Дискретно-континуальная модель деформирования нанотрубок. М.: ИПМ РАН, 2003. 67 с.

4. **А. с. 1742671 СССР:** М. Кл. G 01 N 3/12.

5. **А. с. 1458766 СССР:** М. Кл. G 01 N 3/12.

6. **Пат. 1756786 РФ:** М. Кл. G 01 L 27/00.

7. **Куприянов В. Н.** Пленочно-тканевые материалы для строительных конструкций. Казань: КИСИ, 1989. 94 с.

8. **Якупов Н. М., Галимов Н. К., Леонтьев А. А.** Экспериментально-теоретический метод исследования прочности полимерных пленок // Механика композиционных материалов и конструкций. Т. 6. 2000. № 2. С. 238—243.

9. **Прочность** тонких пленок с дефектами / Н. М. Якупов, Н. К. Галимов, А. Р. Нургалиев, Э. Н. Салихов // Проблемы прочности и пластичности. Межвуз. сб. Н. Новгород: Изд-во Нижегородского ГУ, 2002. С. 131—134.

10. **Устройство** для испытания пленочных композиций и некоторые результаты исследования пленок с дефектами / С. Н. Якупов, Р. Г. Нуруллин, Р. И. Шафигуллин, Н. М. Якупов // XXI Междунар. конф. по теории оболочек и пластин. Саратов: СГТУ, 2005. С. 249—251.

11. **Предотвращение** разрушения строительных конструкций крупногабаритной градирни СК-1200 / А. Р. Нургалиев, Р. Г. Нуруллин, Н. М. Якупов, С. Н. Якупов // IX Всероссийский съезд по теоретической и прикладной механике. Н. Новгород: Изд-во Нижегородского ГУ, 2006. С. 160, 161.

12. **Состояние** конструкций градирен и предотвращение их разрушения / Н. М. Якупов, Ш. Ш. Галявиев, А. Р. Нургалиев, С. Н. Якупов // Проблемы энергетики, 2006. № 7—8. С. 36—42.

13. **Галимов Н. К., Нуруллин Р. Г., Леонтьев А. А.** Об упругом равновесии защемленных круглых мембран под действием равномерного давления // Актуальные проблемы механики сплошной среды. Казань: Изд-во КГУ, 2004. С. 129—139.

14. **Нургалиев А. Р., Якупов Н. М.** Исследование механических характеристик тонкостенных элементов конструкций, подверженных коррозионному износу и находящихся под воздействием нагрузки // Актуальные проблемы механики сплошной среды. 2006. С. 244—254.

УДК 532.516.5

В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук (ИрГУПС, г. Иркутск)

Течение жидкости в зоне действия сил адгезии твердого тела

Показано, что течение вязкой жидкости вблизи поверхности твердых тел подчиняется достаточно сложным, до конца еще не изученным закономерностям адгезионного взаимодействия жидкости и твердого тела.

Ключевые слова: ламинарное течение жидкости, облитерация капиллярных каналов, модель утолщения неподвижного граничного слоя жидкости.

It was shown that flow of viscous fluid near surface of rigid bodies is obeyed to sufficiently complicated and little-studied regularities of adhesion interaction of the fluid and rigid body.

Key words: laminar flow of fluid, obliteration of capillary channels, model of thickening of motionless boundary fluid layer.

Введение. В 1922 г. американские инженеры Вильсон и Бернард обнаружили облитерацию капилляра тщательно очищенной жидкостью. Напомним, что процесс закрытия капилляра или пóровых каналов пористого тела тщательно очищенной от примесей жидкостью в технической литературе называется облитерацией капиллярных каналов или фильтрационным эффектом в пористых телах.

Обобщение разрозненных теоретических и экспериментальных данных, полученных при исследовании облитерации капилляра, с единых позиций, их анализ и систематизация весьма актуальны с точки зрения перспективы развития теории адгезии текущей жидкости с поверхностью твердого тела. Развитие этой теории может существенно изменить концепцию метода расчета и принцип действия приборов и технических систем, используемых в нанотехнологии. Иными словами, теория адгезии текущей жидкости с поверхностью твердого тела в перспективе поможет подойти к решению технологических проблем не только наноэлектроники при атомной сборке пленочных наноструктур, но и микроэлектроники при атомной сборке объемных изделий.

Цель данной работы — показать, что облитерация капилляра обусловлена физическими свойствами неподвижного граничного слоя воды.

Постановка задачи. Исследованию свойств жидкости при облитерации капилляра посвящены теоретические и экспериментальные работы как в России, так и за рубежом. Исследованы зависимости этого явления от диаметра и длины капилляра, величины приложенного давления при использовании различных жидкостей. В результате этих работ определено, в частности, что трансформаторное масло в результате уменьшения поперечного сечения капилляра при облитерации может закрыть капилляр диаметром около 200 мкм и частично перекрыть диаметром около 300 мкм. А в капиллярах диаметром около 400 мкм облитерация не наблюдается.

Тем не менее эта проблема далека от решения. Механизм формирования множества молекулярных граничных слоев, обладающих сдвиговой прочностью, остается неясным до сих пор. По пути выяснения природы этого необычного явления пройден лишь начальный этап. Например, обнаруженный нами особый вид ламинарного течения воды в капилляре, наблюдаемый при числе $Re \approx 6{,}3$, подтверждает наличие значительных пробелов в представлениях о поведении жидкости вблизи поверхности твердого тела [1, 2]. В работе [3] показано, что дистиллированная, бидистиллированная, тридистиллированная вода в случае облитерации может закрыть капилляры диаметром ≈ 200 мкм.

Несмотря на большое число экспериментальных данных, математическая постановка задачи отсутствует, так как исследуемая облитерация капилляра (или фильтрационный эффект в пористых телах) из-за микроскопического процесса прилипания жидких частиц ламинарного потока к "поверхности" неподвижного граничного слоя настолько сложна, что для нее до сих пор не разработана удовлетворительная схематизация. Иными словами, исследование осложняется микроскопичностью изменения толщины неподвижного граничного слоя, а также отсутствием метода, посредством которого выявляется это изменение. Кроме того, неразличимость молекул ламинарного потока жидкости и молекул неподвижного граничного слоя не позволяет измерять толщину пристенного слоя методом прямого измерения.

В соответствии с изложенным выше рассмотрим следующие задачи:

1) разработку модели утолщения неподвижного граничного слоя жидкости в случае облитерации капилляра;

2) получение из уравнения движения жидкости частного соотношения, устанавливающего связь микропроцессов утолщения неподвижного граничного слоя с макропроцессом облитерации капилляра.

Модель утолщения неподвижного граничного слоя жидкости. В классической гидромеханике площадь соприкосновения жидкости и твердого тела, отражающая действие сил адгезии, ускользала от внимания. Это связано с более поздним развитием представлений физики о дискретности твердого тела. Сложности, возникающие из-за наличия огромного числа микрочастиц твердого тела, связанных воедино, настолько велики, что бóльшая

часть исследований физики твердого состояния была выполнена после 1945 г.

Поэтому для определения микроскопических процессов адгезии молекул стенки капилляра и молекул текущей жидкости воспользуемся одним из хорошо известных следствий уравнений Навье—Стокса — формулой расхода жидкости Гагена—Пуазейля. В связи с этим отметим, что врач Пуазейль изучал течение крови в артериях, однако свое уравнение ламинарного течения получил из экспериментов с водой, используя ее как классическую модель ньютоновой жидкости, поведение которой достаточно хорошо изучено. Уравнение ньютоновой жидкости, полученное экспериментально Пуазейлем, имеет вид:

$$Q = V/t = \pi r^4 \Delta p / 8 \eta l, \qquad (1)$$

где Q — расход жидкости объема V, измеренный за время t; r — радиус трубки; Δp — перепад давления; η — динамический коэффициент вязкости; l — длина трубки.

Выражение (1) выведено ранее теоретически Гагеном из формулы Ньютона

$$F = \eta S \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}l},$$

где F — сила трения; S — площадь соприкосновения слоев; $\mathrm{d}v/\mathrm{d}l$ — градиент скорости по нормали (здесь $\mathrm{d}v$ — скорость смещения одного слоя относительно другого; $\mathrm{d}l$ — расстояние между осями двух смежных слоев).

Отметим, что вследствие действия межмолекулярных связей между движущимися слоями жидкости возникают силы вязкости, и Ньютон впервые указал на те параметры, от которых зависит величина силы внутреннего трения.

Детальный анализ, проведенный в работе [3], показал, что уравнение расхода Гагена—Пуазейля справедливо только для трубок малого диаметра. Это означает, что проблема, связанная с нарушением закона Гагена—Пуазейля, не ограничивается только турбулентностью режима течения. При малых диаметрах трубки течение жидкости происходит в зоне действия сил адгезии твердого тела, которые препятствуют образованию турбулентных вихрей. Для объяснения нарушения закономерности, описываемой уравнением расхода Гагена—Пуазейля, в случае облитерации капилляра или фильтрационного эффекта в пористых телах в работе [3] выдвинута гипотеза, что вблизи верхней границы ползущего течения, которая ограничена числом $\mathrm{Re} \approx 5$, имеется ранее не обнаруженный режим течения жидкости, характеризуемый когезией жидких частиц потока к неподвижному граничному слою.

При анализе облитерации капилляра А. С. Ахматов (подробнее — см. работу [3]) полагал, что сила взаимодействия в пространстве между двумя твердыми телами сохраняет конечное значение на расстоянии в несколько десятков тысяч ангстрем, уменьшаясь с увеличением расстояния между телами. Например, молекулы жидкости, обладающие постоянным диполем, попадая в силовое поле, притягиваются к твердой поверхности противоположно заряженными концами. Вслед за образованием монослоя может происходить дальнейшая ориентация молекул, поскольку в монослое концы молекул, обращенные к жидкости, также создают силовое поле, хотя и более слабое по сравнению с полем твердого тела. Благодаря упорядоченному расположению молекул монослоя силы этого поля достаточны, чтобы ориентировать второй слой молекул. Так происходит построение молекулярного граничного слоя, состоящего из многих рядов. При определенной толщине граничного слоя дальнейший его рост прекращается, так как действие силового поля твердой поверхности ослабевает из-за экранирующего влияния близлежащих к твердой поверхности слоев молекул.

Образование граничного слоя жидкости на поверхности твердого тела объясняется силами Ван-дер-Ваальса, которые проявляются как силы адгезии и когезии. Эти силы имеют радиус действия около 1 нм (10 ангстрем) и величину в пределах от 0,01 до 0,1 эВ.

Например, энергия теплового движения молекулы воды в граничном слое при нормальной температуре примерно равна 0,038 эВ. Энергия связи молекулы льда равна 0,5 эВ; энергия фазового перехода льда в жидкость равна 0,062 эВ/молекула. Очевидно, энергия связи молекулы в неподвижных граничных слоях воды не должна превышать величину энергии связи молекулы льда, а также энергию фазового перехода льда в жидкое состояние. В то же время энергия связи молекулы неподвижного граничного слоя воды должна быть больше энергии разрушающего теплового движения молекулы. В работе [4] показано, что энергия связи молекулы неподвижного граничного слоя воды в случае облитерации равняется 0,059 эВ/молекула.

Из сказанного выше можно сделать вывод, что в процессе обтекания жидкостью поверхности твердого тела под действием сил адгезии образуются слои жидкости, способные находиться в неподвижном состоянии, несмотря на смывающее усилие потока. Иными словами, образуются полимолекулярные слои жидкости, обладающие сдвиговой прочностью. Например, для воды толщина таких слоев может достигать 100 мкм, т. е. образуется более 3 300 000 неподвижных слоев. Этот факт существенно отличается от гипотезы Ньютона об одном неподвижном монослое жидкости на поверхности твердого тела. Очевидно, что после образования первичного монослоя жидкости последующие акты прилипания происходят уже между молекулами

только жидкости монослоя и молекулами текущей жидкости, т. е. возникает задача определения силы когезии жидких частиц ламинарного потока к неподвижному граничному слою жидкости в случае облитерации капилляра. Несомненно, постановка такой задачи имеет фундаментальное значение для физики жидкости. Для первого шага в решении указанной задачи необходимо создать новый прибор на основе модификации приборов, применяемых в физической химии и гидромеханике. В работе [4] описан принцип работы устройства такого прибора.

Ввиду отсутствия свободной поверхности в измерительной трубке модифицированного сталагмометра [4] числа Фруда и Вебера не могут влиять на характер движения жидкости. Из условия несжимаемости вязкой жидкости выпадает из рассмотрения также число Коши. Число Эйлера является функцией числа Рейнольдса и для напорного (закрытого) потока не может служить определяющим критерием подобия. Напорные течения, т. е. течения в закрытых капиллярных трубках и каналах без образования свободной поверхности, моделируются по критерию Рейнольдса [5]. Поэтому напорное течение в измерительной трубке модифицированного сталагмометра определяется числом Рейнольдса. В соответствии с этим определим число Рейнольдса, при котором наблюдается переход ламинарного течения в особый вид ламинарного течения жидкости в капиллярных трубках.

Из формулы Гагена—Пуазейля (1) имеем: $V/t = \pi r^4 \Delta p/8\eta l = Sv$, где v — скорость течения воды в трубке; S — площадь поперечного сечения трубки.

Отсюда можно получить

$$v = V/tS. \qquad (2)$$

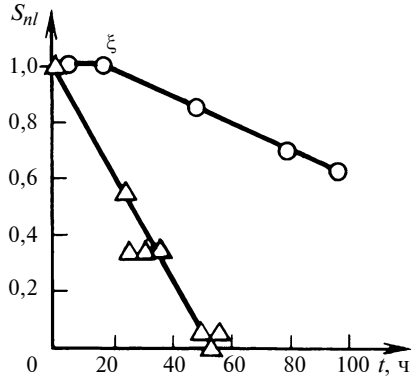
Подставляя найденное значение расхода воды, равное примерно 1 мкл/с, при котором возникает особый режим ламинарного движения, характеризуемый утолщением неподвижного граничного слоя, в формулу (2), при $r = 100$ мкм, получим:

$$v = \frac{10^{-9}\text{м}^3}{1\ \text{с} \cdot 3{,}14 \cdot 10^4 \cdot 10^{-12}\text{м}^2} \approx 0{,}0318\ \text{м/с}.$$

При диаметре капилляра, равном 200 мкм, число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\rho d v}{\eta} = \frac{(1 \cdot 10^3\ \text{кг/м}^3)(200 \cdot 10^{-6}\ \text{м})(0{,}0318\ \text{м/с})}{1 \cdot 10^{-3}\ \text{Нс/м}^2} \approx \approx 6{,}3 \approx 2\pi,$$

где ρ — плотность воды; d — диаметр капилляра, v — скорость воды в капилляре; η — динамическая вязкость воды.



Зависимости изменения поперечного сечения капилляра бидистиллированной водой при перепаде давления в 200 Па: ○ — капилляр ∅ 124 мкм, длиной 5,2 см из пирексового стекла; △ — капилляр ∅ 238 мкм, длиной 2,5 см из коррозионно-стойкой стали; ξ — начало облитерации капилляра

Закрытие поперечного сечения капилляра в случае особого вида ламинарного течения (облитерация, наблюдаемая при Re $\approx 6{,}3$) имеет линейную зависимость от времени (рисунок). Если обозначим поперечное сечение капилляра до облитерации как πr_n^2, а при облитерации как πr_L^2, то в соответствии с работой [6] получим: $S_{hL}(t) = \pi r_L^2/\pi r_n^2$, где $S_{nL}(t)$ — функция, определяющая закон уменьшения сечения в случае особого вида ламинарного течения.

При облитерации радиус r_n капилляра с течением времени постепенно слой за слоем уменьшается на размер Δr прилипших молекул. Этот процесс можно представить так:

$$S_{nL}(t) = r_L^2/r_n^2 = (r_n - \Delta r)^2/r_n^2 = = (1 + \Delta r^2/r_n^2) - 2\Delta r/r_n, \qquad (3)$$

где $(1 + \Delta r^2/r_n^2)$ — величина, отражающая процессы до начала формирования первоначального неподвижного граничного слоя жидкости; $2\Delta r/r_n$ — постоянная величина, характеризующая относительное уменьшение радиуса капилляра (вследствие адгезии молекул ламинарного потока жидкости к стенке капилляра) за 1 ч (см. рисунок).

Членом $\Delta r^2/r_n^2$ из-за весьма малой величины можно пренебречь.

Следовательно, выражение (3) принимает вид:

$$S_{nL}(t) = 1 - 2\Delta r/r_n. \qquad (4)$$

Вычислим изменение поперечного сечения с течением времени в случае облитерации капилляра: $\int_0^{t_\xi} (2\Delta r/r_n)\mathrm{d}t = (2\Delta r/r_n)t_\xi$, где t_ξ — продолжительность облитерации капилляра в течение 1 ч.

Обозначив увеличение $(2\Delta r/r_n)$ за 1 ч через ξ, получим:

$$S_{nL} = 1 - \xi t_\xi, \qquad (5)$$

В формуле (5) первое слагаемое (единица) отражает ламинарный режим течения воды в трубке, когда нет процесса увеличения толщины неподвижного граничного слоя, а второе слагаемое ξt_ξ — процесс увеличения толщины неподвижного граничного слоя с течением времени. Если $\xi t_\xi = 0$, то $S_{nL} = 1$. Если $\xi t_\xi = 1$, то $S_{nL} = 0$, т. е. наблюдается полная облитерация капилляра, при которой прекращается течение жидкости через трубку.

Расчеты, проведенные в работе [3], показали, что временна́я граница перехода микропроцессов жидкого трения в масштаб событий макропроцесса — облитерации капилляра, соответствует приблизительно 1 ч. Следовательно, в интервале времени наблюдения, меньшем 1 ч, член ξt_ξ в уравнении (5) изменяется на ничтожно малую величину. В этом случае особый вид ламинарного течения жидкости в капилляре описывается показательным законом: $S_{nL} = \pi r_L^2/\pi r_n^2 = \mathrm{e}^{-\xi t}$, где πr_L^2 — площадь поперечного сечения, уменьшившаяся вследствие облитерации капилляра; πr_n^2 — площадь поперечного сечения до облитерации капилляра.

Таким образом, особый вид ламинарного течения жидкости в капилляре в интервале времени наблюдения, большем 1 ч, описывается линейным законом, а в интервале времени наблюдения, меньшем 1 ч, — показательным законом.

Уравнение движения вязкой жидкости в случае облитерации капилляра. Если в законе Дарси, выражающем скорость течения жидкости сквозь толщу песка как

$$v = \frac{k}{\eta}\frac{\Delta p}{L}, \qquad (6)$$

принять учитывающий облитерационное явление коэффициент проницаемости $k = (r_n^2/2)\cdot(\xi t_\xi)$, то, дифференцируя уравнение (6) дважды по r_n при условии $r_n = y$, получим:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{\xi t_\xi}{\eta}\frac{\Delta p}{L},$$

где $t_\xi = 1$ ч.

Перейдем от решения плоской задачи к объемной и, пренебрегая при этом действием массовых сил и считая поток изотермическим и стационарным, получим уравнения Навье—Стокса и неразрывности в виде:

$$-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} = 0;\ -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} = 0;\ -\frac{\partial v}{\partial z} = 0;$$

$$\nu\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\eta}{\rho\xi t_\xi}\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right). \qquad (7)$$

Результаты определения микроизменений толщины граничного слоя воды в случае особого вида ламинарного течения, приведенные в работе [3], показали, что уравнение течения реальной жидкости вблизи поверхности твердого тела, т. е. в зоне действия сил адгезии, имеет более сложную форму, чем уравнения движения жидкости, описывающие ее течение вне зоны действия сил адгезии твердого тела, поскольку член, описывающий внутренние напряжения, в уравнении Навье—Стокса имеет не очень простой вид — $\nu\nabla^2 v_z$, где ν — коэффициент кинематической вязкости; $\nabla^2 v_z$ — оператор Лапласа, выражающий скорость изменения сдвиговой деформации.

В уравнениях (7) выразим кинематическую вязкость ν через число Рейнольдса $\mathrm{Re} \approx 2\pi$, при котором ламинарное течение переходит в особый вид ламинарного течения жидкости:

$$\nu = \frac{vd}{\mathrm{Re}} = \frac{v2r_n}{2\pi} = \frac{vr_n}{\pi}, \qquad (8)$$

где d — диаметр капилляра; v — скорость течения жидкости.

Подставляя выражение (8) в последнее из уравнений (7), с учетом соотношений (4) и (5) приводим член $v/\xi t_\xi$ к виду

$$(r_n^2/2)(1/\pi)(1/\Delta r t_\xi)v \xrightarrow{\mathrm{Re}\approx 2\pi} (r_L^2/2)(1/\pi)(1/\Delta r t_\xi)v.$$

где $r_n^2/2$ — величина, отражающая адгезионное взаимодействие молекул стенки трубки с молекулами ламинарного потока жидкости или, иными словами, учитывающая фактор прилипания жидкости к стенке трубки; $r_L^2/2$ — когезия микрочастиц ламинарного потока к неподвижному граничному слою в случае облитерации капилляра; $\Delta r t_\xi$ — величина, отражающая увеличение Δr толщины неподвижного граничного слоя с течением времени t_ξ.

Обозначив макроскопическое событие $(r_L^2/2)(1/\pi)v$ через K_n и микроскопическое событие $1/\Delta r t_\xi$ через $1/K_L$ в формуле (7), получим: $K_n/K_L = K_{nL}$.

Следовательно, силы внутреннего трения, выражающие действие вязкостных напряжений, в уравнениях Навье—Стокса в случае облитерации капилляра содержат члены, отражающие макроскопическое событие (K_n отражает действия сил адгезии и скорости течения жидких частиц), и безразмерный параметр K_L, обозначающий микроскопическое событие: увеличение толщины неподвижного граничного слоя.

Исходя из этого уравнения (7) перепишем в виде:

$$-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} = 0;\ -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} = 0;\ -\frac{\partial v}{\partial z} = 0;$$

$$\nu\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} + K_{nL}\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right).$$

УДК 647.81.0182.666.189.211:621

В. Я. ЩЕРБА, д-р техн. наук (ЗАО "Солигорский институт проблем ресурсосбережения),
А. Н. ЕКИМЕНКО (Институт инновационных исследований, г. Гомель),
С. Н. КОЛДАЕВА, канд. техн. наук (Мозырский ГПУ им. И. П. Шамякина, г. Гомель),
О. Ю. КОЛДАЕВ (Белорусский ГУ информатики и радиоэлектроники, г. Минск)

Композиционные материалы триботехнического назначения на основе древесины, базальтового, углеродного и полиоксадиазольного волокон и применение их в узлах трения тепловозов и сельскохозяйственной техники

Представлены результаты исследования взаимодействия компонентов в системе "древесина — армирующие волокна — связующее" для разных типов волокон в случае применения в качестве связующего фенолформальдегидной и кремнийорганической смол, а также бинарного связующего на их основе. Предложены оригинальные методики измерения адгезионной прочности связующего к тонким волокнам. Приведены составы новых армированных пластиков триботехнического назначения, описаны способы их переработки в изделия и возможные области применения.

Ключевые слова: адгезионная прочность, армированные пластики, бинарное связующее, совмещенное прессование, базальтовое, полиоксадиазольное, углеродное волокна.

Investigation results of the components interaction in the system "wood — reinforcing fiber — coupling agent" for different fiber types at use as the coupler of phenolformaldehyde and organosilicon resins and also binary coupler on their base are presented. The novel measurement techniques of adhesive strength of the coupler to thin fibers are proposed. Compositions of new reinforced plastics of tribotechnical destination are presented, methods of their processing into the production are described, and possible application fields are specified.

Keywords: adhesive strength, reinforced plastics, binary coupler, superposed pressing, basalt, polyoxadiasol, carbon fibers.

Структурная механика, рассматривая композиционные материалы как системы, состоящие из двух или нескольких компонентов, объясняет, что прочность композиционных материалов определяется прочностью и адгезионным взаимодействием контактирующих тел.

Согласно теории склеивания, адгезионное взаимодействие тел есть функция нескольких факторов: $F_a = f(N, m, S, h, D)$, где N — межмолекулярные силы взаимодействия, отнесенные к одной точке контакта; m — число точек контакта; S — истинная площадь контакта; h — расстояние между контактирующими точками; D — диэлектрическая проницаемость среды между контактирующими поверхностями.

На основании этой теории адгезионное взаимодействие древесного наполнителя, армирующих волокон и связующего в композиционном материале, а, следовательно, и прочность материала тем выше, чем больше площадь контакта между склеиваемыми волокнами.

Исходя из изложенного, можно предположить, что армирующие волокна, объединенные связующим, образуют каркас, который будет вовлекать в работу через контактные точки все составляющие монолита пластика.

При выполнении настоящей работы в качестве связующего использовали фенолформальдегидную

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 48)

Таким образом, получена модель особого вида ламинарного течения жидкости, которая учитывает микроскопические и макроскопические процессы в неподвижном граничном слое жидкости.

Заключение. При феноменологическом подходе физические свойства текущей жидкости вблизи твердых стенок определяют нарушение закона Гагена—Пуазейля, связанные с облитерацией капилляра или фильтрационным эффектом в пористых телах. При структурном подходе особый вид ламинарного течения жидкости подчиняется закономерности, описываемой уравнением расхода Гагена—Пуазейля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ванчиков В. Ц.** Контактные силы // Прикладная физика. 2007. № 3. С. 40—45.
2. **Ванчиков В. Ц.** Облитерационное явление в капиллярах устройств гидроавтоматики. // Вестник машиностроения. 2006. № 1. С. 88.
3. **Ванчиков В. Ц.** Управление слоем трения в технологических процессах. — Иркутск: ИрГУПС, 2006. 173 с.
4. **Ванчиков В. Ц.** Метод определения сил когезии в вязком подслое // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 39, 40.
5. **Емцов Б. Т.** Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1978. С. 141.
6. **Ванчиков В. Ц.** Микроскопические изменения в контактных системах // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 32, 33.

и кремнийорганическую смолы, а в качестве арматуры — отходы базальтового (БВ), углеродного (УВ) и полиоксидиозольного (ПОДВ) волокон в виде путанки. Поскольку названные волокна обладают высокой прочностью и малой деформируемостью, следует ожидать, что они будут воспринимать всю или большую часть нагрузок.

Основным фактором, определяющим совместную работу составляющих системы "древесина — армирующие волокна — связующее" в монолите пластика, является адгезионная прочность связующего с армирующими волокнами. Для исследования адгезионной прочности связующего с тонкими волокнами нами были разработаны следующие методы измерения.

Метод 1. Определение адгезии волокна со связующим путем учета напряженно-деформированного состояния образца

Способ заключается в следующем: испытуемый образец, выполненный в виде связующего и размещенного в нем волокна, нагревается до температуры $T_н$ отверждения связующего, охлаждается до нормальной температуры со скоростью $5 \div 20$ °С/мин, затем к нему прикладывается нагрузка до разрушения и оценивается адгезионная прочность связующего с исследуемым волокном. Нагрузка создается охлаждением образца ниже нормальной температуры, измеряется разность температур нагрева $T_н$ и охлаждения $T_о$, а прочность сцепления τ, Па, определяется по формуле

$$\tau = \frac{\Delta\alpha(T_н - T_о)E_в d}{2l}\left(\frac{1}{1 + \frac{E_в}{E_{св}}\frac{S_в}{S_{св}}}\right), \qquad (1)$$

где $\Delta\alpha$ — разность между коэффициентами термического расширения связующего и волокна; $E_в$ и $E_{св}$ — модули Юнга соответственно волокна и связующего; $S_в$ и $S_{св}$ — площади поперечных сечений соответственно волокна и связующего; d и l — диаметр и длина волокна.

На рис. 1 изображен испытуемый образец на ПОДВ с эпюрой напряженно-деформированного состояния (НДС) при охлаждении образца до нормальной (*а*) и ниже нормальной (*б*) температуры. Образец состоит из связующего *1* и размещенного в нем волокна *2*.

Способ определения адгезии заключается в следующем. Волокно размещают в связующем. Выбирают отношение диаметра d волокна к его длине l в интервале $1/7 \div 1/3$, так как при отношении $d/l > 1/3$ теряется понятие волокна как такового, а при $d/l < 1/7$ возникает неравномерность адгезионной связи по поверхности сцепления и возможно когезионное разрушение связующего или волокна. Площадь $S_в$ поперечного сечения волокна составляет $0{,}01 \div 0{,}1$ площади $S_{св}$ поперечного сечения связующего. Если $S_в/S_{св} > 0{,}1$, когезионное разрушение связующего наступает раньше разрушения адгезионных связей, а при $S_в/S_{св} < 0{,}01$ наступает преждевременное разрушение волокна.

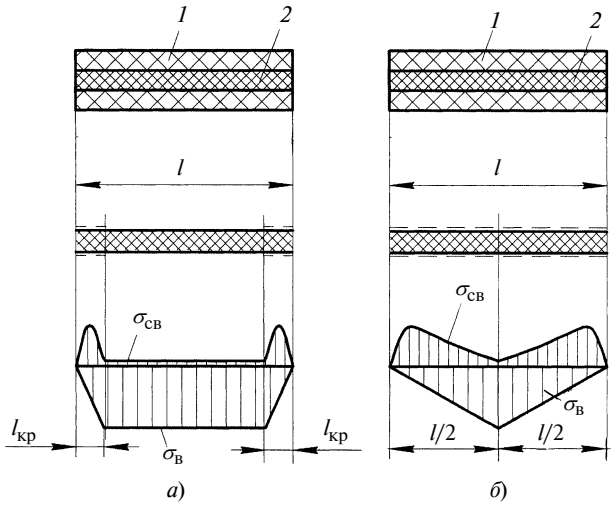


Рис. 1. Образцы на ПОДВ с эпюрами НДС при охлаждении образца до (*а*) и ниже (*б*) нормальной температуры:
1 — связующее; *2* — волокно (штриховой линией отмечены ненагруженные участки); $\sigma_в$ — напряжение в волокне; $\sigma_{св}$ — напряжение в связующем; l — длина волокна

Полученный образец нагревали до температуры отверждения связующего. При этом материалы волокна и связующего выбирали с различными коэффициентами α линейного расширения и модулями Юнга E. Измеряли температуру $T_н$ отверждения связующего, а затем образец охлаждали со скоростью $5 \div 20$ °С/мин. При охлаждении с бóльшей скоростью наступает разрушение образца без разрушения адгезионных связей между связующим и волокном, а охлаждение с меньшей скоростью приводит к релаксации температурных напряжений в образце.

При охлаждении образца до нормальной температуры в нем возникают внутренние нормальные напряжения $\sigma_в$, $\sigma_{св}$, которые тем больше, чем больше разность термического расширения $\Delta\alpha$ между связующим и волокном. Кроме того, в образце между связующим и волокном возникают тангенциальные напряжения сдвига. Нагрузки на образец создавали охлаждением образца ниже нормальной температуры. С увеличением нагрузки увеличиваются тангенциальные напряжения сдвига в адгезионном слое, что приводит к нарушению адгезионной связи между связующим и волокном.

Характер разрушения и структурно-морфологические особенности соединений исследовали методом сканирующей электронной микроскопии на растровом электронном микроскопе JSM-50A. Фиксировали температуру $T_о$ охлаждения, при которой происходит разрушение образца. По разности температур нагрева $T_н$ и охлаждения $T_о$ определяли прочность сцепления τ по формуле (1).

Метод 2. Исследование адгезионной прочности при наличии точечного контакта связующего с армирующим волокном (метод грибков)

Адгезионную прочность связующего с волокном оценивали по методике, схема получения образцов по которой приведена на рис. 2.

На фиксирующей перекладине *2* специальными зажимами закрепляют исследуемые волокна *1*, которые затем опускают в сосуд *3*, заполненный легкоплавким антиадгезионным материалом *4*, например парафином и др. Чтобы волокна не всплывали, на их концах закрепляют небольшие грузила *7*. После охлаждения парафина до температуры отверждения и снятия фиксирующей перекладины волокна обрезают заподлицо с поверхностью антиадгезионного материала, а затем на торцевую поверхность волокон с помощью капилляра наносят капли *5* связующего. Образцы выдерживают в таком состоянии до отверждения. После формирования образцов парафин расплавляют и образцы в виде "грибков" извлекают из сосуда для определения адгезионной прочности методом нормального отрыва с помощью динамометра Шоппера.

Ввиду легкоплавкости антиадгезионного материала контакт адгезива с материалом волокон осуществляется только по торцам волокна без затеков, т. е. происходит точечный контакт адгезива с волокном. Использование образцов, изготовленных предложенным способом, позволяет достаточно быстро и с высокой точностью определить величину адгезионной прочности связующего с волокнами, а также исключить неравномерность напряжений при испытании образцов и образование затеков адгезива на волокнах, которые неизменно приводят к искажению результатов.

Срез волокон, произведенный непосредственно в процессе изготовления образца, обеспечивает чистоту того участка волокна (торца), который вступает в контакт со связующим. Результаты исследований адгезионной прочности связующего с армирующими волокнами приведены в табл. 1.

Наличие на поверхности ПОДВ текстильного замасливателя, очевидно, снижает прочность адгезионного взаимодействия волокна со связующим. Для количественной оценки влияния замасливателя на адгезию фаз был проведен ряд экспериментов, по результатам которых было определено допустимое содержание замасливателя на поверхности волокон.

На рис. 3 приведены зависимости адгезионной прочности σ связущего от содержания q замасливателя. Установлено, что наличие до 0,8 % замасливателя не оказывает значительного влияния на величину адгезии. При содержании замасливателя свыше 1 % адгезионная прочность связующего с ПОДВ снижается.

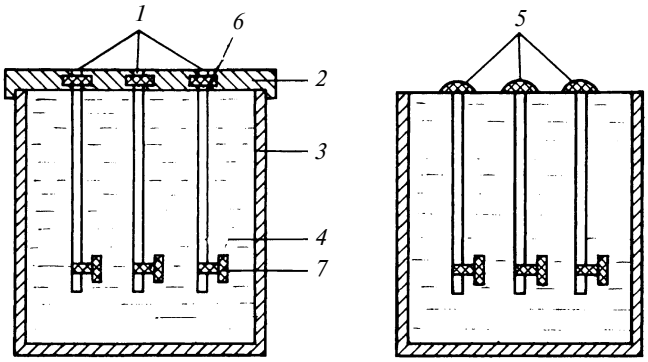


Рис. 2. Схема получения образцов для определения адгезии связующего с волокнами:
1 — волокна; *2* — фиксирующая перекладина; *3* — сосуд; *4* — легкоплавкий антиадгезионный материал; *5* — капли связующего; *6* — зажимы волокон; *7* — грузила

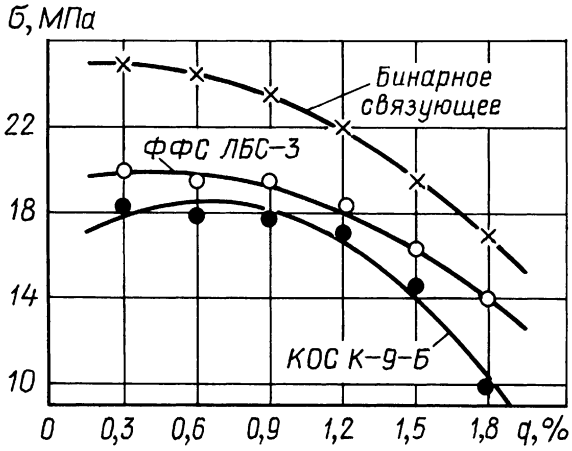


Рис. 3. Зависимости адгезионной прочности σ связующего с ПОДВ от содержания q замасливателя на поверхности волокна

Таблица 1

Адгезионная прочность связующего к ПОДВ, УВ и БВ

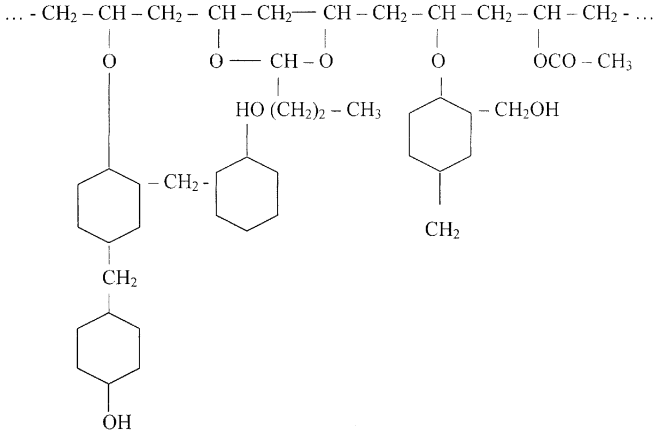
Волокно	Адгезионная прочность, МПа		
	фенолформальдегидной смолы (ФФС) ЛБС-3	кремний-органической смолы (КОС) К-9-Б	бинарного связующего: 75 % ЛБС и 25 % К-9-Б
Полиоксадиазольное	19÷21	20÷22	22÷24
Углеродное	22÷24	18÷19	19÷20
Базальтовое	17÷19	11÷12	15÷16

При изучении процесса формирования полимерной пленки на поверхности ПОДВ микроструктурный анализ показал, что бинарное связующее сравнительно равномерно покрывает волокно, образуя при этом сплошную пленку, а кремнийорганическая смола при импрегнировании ПОДВ сосредоточивается на его поверхности в виде отдельных образований.

Анализ результатов исследований показал, что адгезионная прочность бинарного связующего несколько выше прочности ФФС и значительно вы-

ше прочности КОС. Это объясняется процессом отверждения данных смол, при котором возможно протекание следующих реакций: взаимодействие молекул поливинилового спирта с молекулами резольной смолы; реакция метилольных групп резольных смол с атомами водорода фенольных ядер. В результате этих реакций образуется сетчатая структура вследствие "сшивания" молекул резольной смолы молекулами поливинилового спирта.

При взаимодействии поливинилового спирта и фенольно-формальдегидного полимера в результате реакции поликонденсации образуется структура, содержащая функциональные полярные группы -OH, OCO—CH_3 и имеющая следующее строение:



Новые составы композиционных армированных древопластов (ДПКА)

Исследования влияния вида и содержания в композиции связующего и армирующих материалов, а также адгезии ФФС и КОС к БВ, ПОДВ и УВ на механическую прочность материала позволили разработать новые конструкционные и антифрикционные материалы, рецептурный состав которых приведен в табл. 2, а физико-механические свойства — в табл. 3. Изделия из указанных материалов изготовляются методом прямого прессования при температуре 160÷170 °С, давлении 50÷70 МПа, времени выдержки под давлением 0,8÷1,0 мин на 1 мм толщины изделия.

Эксплуатационные испытания деталей машин, изготовленных из новых материалов

Разработанные нами материалы и способы изготовления изделий из них были всесторонне исследованы в лабораторных и производственных условиях. На рис. 4 показан корпус муфты свободного хода, а на рис. 5 — корпус звездочки привода мотовила кормоуборочного комбайна, изготовленные из ДПКА.

Детали изготовляли методом совмещения двух пресс-материалов одновременно за один технологический прием. При этом корпус изделия (см. рис. 4,

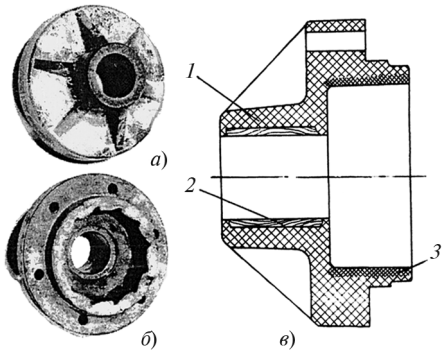


Рис. 4. Корпус муфты свободного хода кормоуборочного комбайна:
а, *б* — вид спереди и сзади; *в* — разрез муфты; *1* — корпус; *2* — подшипник скольжения; *3* — зубчатый элемент

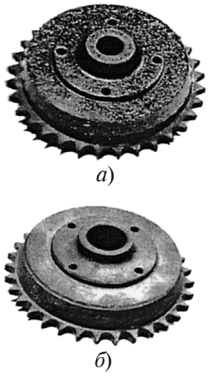


Рис. 5. Корпус звездочки привода мотовила из ДПКА (*а*) и металла (*б*)

Таблица 2

Рецептурный состав новых конструкционных материалов

Наименование компонента	Содержание, мас. %	
	ДПКА (антифрикционный древопласт)	КБУП-1 (конструкционный базальто-углепласт)
Измельченная древесина	35,5÷51,5	—
БВ	—	53,05÷68,35
ПОДВ	10÷15	—
УВ	5÷8	2÷5
ФФС ЛБС-3	27	—
ФФС СФ-342А, модифицированная поливинилацеталем	—	22÷25
КОС К-9-Б	—	1÷5
Базальт плавленый	—	2÷4
Окись кальция	—	0,5÷2,5
Антистатик — алкамон	—	0,15÷0,45
Графит кристаллический	—	2÷5
Систетический латекс	1÷3	—
Диметилтетрахлортерефталат	0,7÷2,4	—
Стеарат цинка	1,1÷2,5	—
Графит	3,4÷5,9	—
Йодистый кадмий	0,3÷0,7	—

Таблица 3

Физико-механические свойства новых конструкционных материалов

Наименование показателя	ДПКА	КБУП-1
Плотность, кг/м^3	1400÷1450	1600÷1700
Ударная вязкость, кДж/м^2	19÷21	30÷35
Предел прочности, МН/м^2:		
при растяжении	60÷70	105÷115
сжатии	150÷160	180÷190
статическом изгибе	110÷120	135÷150
Текучесть по Рашигу, мм	90÷110	55÷70
Теплостойкость по Мартенсу, °С	200÷210	250÷260
Коэффициент трения	0,06÷0,08	0,6÷0,8
Горючесть:		
потеря массы образца при горении, %	8,9÷9,2	3,1÷6,8
время самостоятельного горения (тления), с	65÷75	34÷42

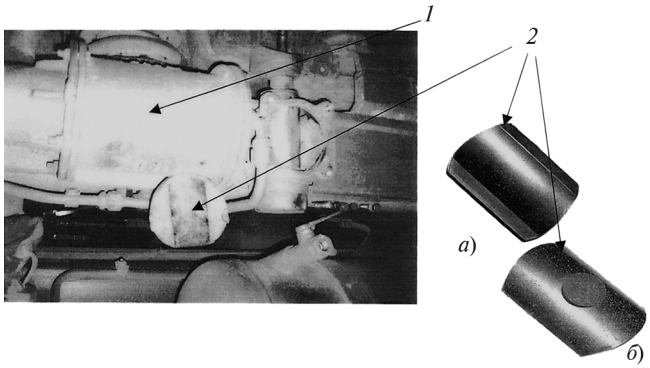


Рис. 6. Узел трения гашения колебаний тепловоза серии 2ТЭ-10У с фрикционными накладками из композиционного материала на основе БВ и ФФС:
а — рабочая поверхность; *б* — фиксируемая поверхность; *1* — узел трения гашения колебаний; *2* — фрикционная накладка

зона *1*) изготовляли из армированного конструкционного древопласта, а подшипник скольжения (зона трения *2*) — из антифрикционного древопласта. Изготовленные таким образом изделия обладают свойствами, присущими каждой из применяемых пресс-композиций. Изделия эксплуатировались в полевых условиях при уборке кукурузы и трав на силос и показали высокую надежность и работоспособность. В настоящее время на РУП "Гомсельмаш" выпускается шесть наименований машин с деталями из ДПКА. От использования разработанных нами материалов был получен экономический эффект свыше 120 млн руб. в год.

На рис. 6 показан узел трения гашения колебаний тепловоза серии 2ТЭ-10У с фрикционными накладками из базальтоуглепласта. Проведенные испытания показали высокую работоспособность накладок. В настоящее время в опытном производстве Солигорского института проблем ресурсосбережения организовано массовое производство фрикционных накладок для ремонта узлов трения гашения колебаний тепловозов серии 2ТЭ-10У в Гомельском, Жлобинском и Витебском локомотивных депо. Внедрение фрикционных накладок на основе БВ позволило в 2 раза увеличить срок их службы и получить значительный экономический эффект.

Цикл статей "Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"
(под общей редакцией академика Российской академии космонавтики и Российской инженерной академии, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 620.178.16. 194:621.891

А. Н. ПЕТУХОВ, д-р техн. наук (ФГУП "ЦИАМ им. П. И. Баранова", г. Москва)

Фреттинг-коррозия и фреттинг-усталость в малоподвижных соединениях авиационных ГТД И ЭУ

Рассмотрены модели механизма фреттинга и фреттинг-усталости. На примере ряда конструкционных материалов, применяемых в авиационных ГТД и стационарных ЭУ, показано существенное влияние на интенсивность процессов фреттинга и фреттинг-усталости (предела выносливости) малоподвижных соединений параметров процесса: амплитуды относительных перемещений, давлений и т. д.; вида нагружения соединения, изгиба, растяжения с изгибом и др., а также материалов сопряженных пар. Приведены некоторые значения эффективного коэффициента концентрации напряжений для малоподвижного соединения типа "вал-втулка" (при нормальной и повышенных температурах) для разных пар контактирующих материалов, при наличии защитных покрытий или методов обработки зон контакта.

Ключевые слова: механизм фреттинга, фреттинг-коррозия, фреттинг-износ, фреттинг-усталость, амплитуда относительных перемещений в зоне контакта, предел выносливости (фреттинг-усталости) малоподвижных соединений, эффективный коэффициент концентрации напряжений.

The models of fretting and fretting-fatigue mechanisms were considered. It was shown on the examples of some constructional materials, being used in the aircraft gas turbine engines and stationary electrical installations, that intensity of the fretting and fretting-fatigue processes of slow-moving joints depends upon amplitude of relative displacements, pressures, joint's loading mode, bending, stretching with bending, etc., and materials of mating pairs. Some values of effective stress concentration ratio for slow-moving joint "shaft — bushing" type (at normal and elevated temperatures) are presented for different pairs of contacting materials at presence of the protective coatings or the contact zone processing technique.

Key words: fretting mechanism, fretting-corrosion, fretting-fatigue, amplitude of relative displacements in the contact zone, endurance (fretting-fatigue) limit of slow-moving joints, effective stress concentration ratio.

Механизм фреттинга по своим признакам относится к наиболее сложным процессам. С одной стороны — это физико-химические процессы, протекающие на молекулярном уровне, вследствие которых в зоне реального контакта образуются окислы металлов сопряженных деталей (фреттинг-коррозия); с другой — механические процессы разрушения и абразивного изнашивания поверхностного слоя деталей в зоне контакта в субмикроскопических и макроскопических объемах. Эти процессы связаны между собой, а преобладание тех или иных процессов на различных этапах и при разных соотношениях параметров, как правило, изменяется и по-разному влияет на сопротивление усталости (фреттинг-усталость). Величина амплитуды A_p относительных перемещений деталей в зоне контакта, достаточная для возникновения фреттинга, может составлять 10 нм (100 Å).

Отделяющиеся при фреттинге мельчайшие частицы материала обладают очень высокой энергией, поэтому для образования окислов достаточно наличия следов кислорода. В большинстве случаев твердость образующихся окислов может существенно превышать твердость основных материалов. Роль химического фактора оценивается по результатам взаимодействия неоднородных конструкционных материалов со средами с разной химической активностью или рядом активности Вольта [1, 2]. Корреляции механических свойств материалов, например, по параметру твердости, с сопротивлением фреттинг-усталости в отличие от обычной многоцикловой усталости не имеется. В частности, при одних и тех же параметрах процесса фреттинга (величине амплитуды A_p относительных перемещений и величине давления p в зоне контакта) повреждаемость поверхности контакта стали 13Х11Н2В2МФ при отпуске до твердости 2800 *HB* выше, чем при отпуске до твердости 3100 *HB*, но степень снижения предела выносливости, определяемая по эффективному коэффициенту $K_\sigma^{фр}$ концентрации напряжений, в первом случае оказывается существенно меньше, чем во втором [3—5]. В первом случае это было связано с преобладанием в процессе фреттинга фактора абразивного изнашивания, способствующего удалению слоев, в которых возникали усталостные микротрещины. Во втором — для материала с более высокой твердостью решающими оказались адгезионные процессы схватывания материалов в зоне контакта, что благоприятствует образованию и развитию усталостных микротрещин и росту значений эффективного коэффициента $K_\sigma^{фр}$ концентрации напряжений.

С точки зрения химической активности результаты изучения поведения материалов в искусственно создаваемых условиях окисления и электрохимической коррозии показали, что на разных стадиях фреттинга изменяется и характер коррозионных процессов. На начальной стадии преобладают процессы окисления, связанные с высокой энергетической активностью свободных ювенильных частиц материала и освобождающейся от окисной пленки поверхности детали. При избытке кислорода может происходить пассивация поверхности. Металлографические и электронно-микроскопические исследования показывают, что тонкие поверхностные слои в зоне фактическою контакта находятся в высокодисперсном состоянии, включающем как ювенильные частицы, так и окислы материалов контактирующих пар. При этом состав и свойства окислов в зоне контакта при воздействии силовых циклических нагрузок обычно существенно отличаются от окислов, образующихся при окислении материалов в стационарных условиях.

Известные предложения о моделях процесса обычно основаны на зависимости его интенсивности (потери массы) от механических параметров: частоты относительного перемещения, величины давления в зоне контакта, величины амплитуды перемещений, природы материалов контактирующих пар. Иногда при этом, основываясь на принципах равновесной термодинамики, дополнительно учитывают физические и химические свойства взаимодействующих в парах материалов. Но известные модели, основанные на применении методик, изучающих процессы изнашивания [3, 5], не позволяют прогнозировать влияние фреттинг-коррозии на сопротивление усталости (фреттинг-усталости).

Анализ методик, применявшихся для исследования процесса фреттинга, позволяет обнаружить некорректность многих из них, а, следовательно, и полученных при этом результатов, так как их авторы значения основных параметров процесса фреттинга, например значения амплитуд, давления и др., оценивали косвенно. Методики основывались на традиционных методах изучения механизма изнашивания при трении-скольжении, степень повреждения в которых оценивалась по изменениям массы образцов, профиля поверхности контакта и т. д. Систематических работ по исследованию связи между параметрами процесса и сопротивлением усталости известно крайне мало.

Если для многих высокопрочных конструкционных материалов соблюдается принцип суперпозиции — близость результатов испытаний на усталость образцов, предварительно поврежденных фреттингом, с результатами испытаний на фреттинг-усталость, то для титановых сплавов автором работы [5] выявлены существенные различия результатов при подобных методах испытаний. Это свидетельствует об особенностях механизма повреждения титанового сплава при фреттинге и фреттинг-усталости. Выявление зависимости сопротивления фреттинг-усталости от природы материала сопряженных пар, их механических свойств осложняется тем, что при фреттинге параллельно происходят абразивные, адгезионные и усталостные про-

цессы, связанные с механическими повреждениями локальных зон контакта. Кроме того, могут иметь место и электрохимические процессы, при которых между материалами сопряженных пар или их структурными составляющими образуются гальванические пары.

Для ряда высокопрочных конструкционных сталей и сплавов (АК4-1, ВТ3-1, ВТ8) получены [4, 5] зависимости коэффициента влияния фреттинг-коррозии на предел выносливости от амплитуды A_p и давления p в зоне контакта. Для каждого материала или пары материалов имеются свои диапазоны критических значений A_p и p, при которых достигаются максимальные значения $K_\sigma^{фр}$. Например наибольшее снижение предела выносливости $\sigma_{-1}^{фр}$ получено (при изгибе с вращением) для стали 13Х11Н2В2МФ при таких сочетаниях A_p и p, когда в зоне контакта при $A_p = 5 \div 10$ мкм возникали минимальные абразивные повреждения, а наименьшее снижение $\sigma_{-1}^{фр}$ — при $A_p \gg 20$ мкм. Подобные результаты были приведены в работе В. Функа для сталей Ск35, AISI 9310 и 4130 (при растяжении-сжатии).

Процесс фреттинга с точки зрения механики деформируемого твердого тела можно рассматривать как один из видов контактного взаимодействия тел, например как частный случай контакта полусфер или полуцилиндров при наличии нормальной и касательных составляющих. Возникающее в контактах напряженное состояние является сложным, так как действуют одновременно составляющие от нормальных напряжений сжатия и от сил трения, способствующих образованию знакопеременных касательных напряжений. Таким образом, элементарный объем материала в зоне контакта находится в условиях трехосного напряженного состояния и подвергается циклическому деформированию. При этом возникает градиент напряжений по глубине слоя.

Теоретические и экспериментальные исследования, связанные с изучением напряженно-деформированного состояния при локальном контакте тел, показывают, что наиболее напряженными являются две зоны: зона на некоторой глубине поверхностного слоя и зона, в которой касательные напряжения достигают максимума на поверхности. При некоторых внешних условиях нагружения обе зоны могут смыкаться. При циклическом изменении сил возникает возвратное проскальзывание поверхностей в пределах локальных площадок контакта и значительное действие сил трения, способствующее циклическому изменению напряженного состояния во всех микро- и макронеровностях на поверхностях контакта деталей. Это вызывает значительные изменения напряжений в поверхностном слое площадки контакта, которые не учитываются при решении общей контактной задачи. Процесс проскальзывания приводит к уменьшению местной концентрации напряжений и подобен началу пластической деформации в упругих телах. Преодоление сил трения способствует диссипации энергии, проявляясь как источник конструктивного демпфирования и фреттинга.

Учитывая дискретность контакта реальных деталей, определяемую шероховатостью поверхностей, можно утверждать, что в зоне контакта всегда найдутся микро- и макровыступы, максимальные эквивалентные циклические напряжения в которых превысят либо предел прочности материала, либо величину ограниченного предела выносливости. Следовательно, при соответствующем числе циклов нагружения поверхности контакта будут иметь место статические, квазистатические, малоцикловые и усталостные разрушения материала. Эти процессы в сочетании с физико-химическим взаимодействием материалов с окислами могут интенсифицироваться или тормозиться, являясь постоянными источниками образования свободных микрочастиц и окислов, участвуя в разрушении микрообъемов материала, образовании каверн (участки *а* на рис. 1). Силовое воздействие в контакте поверхностей (локальные участки при реальном контакте), находящихся, как правило, номинально в трехмерном напряженном состоянии и в условиях возвратно-колебательных перемещений (изгибных, крутильных, поступательных и т. д.), способствует возникновению микро- и макротрещин (см. рис. 1), которые становятся очагами разрушения от фреттинг-усталости при действии на детали даже умеренных по величине переменных напряжений.

Типичные повреждения, возникающие в поверхностном слое, играют роль концентраторов напряжений. Наиболее опасны начальные подслойные трещины (участки *б*), так как имеют более бла-

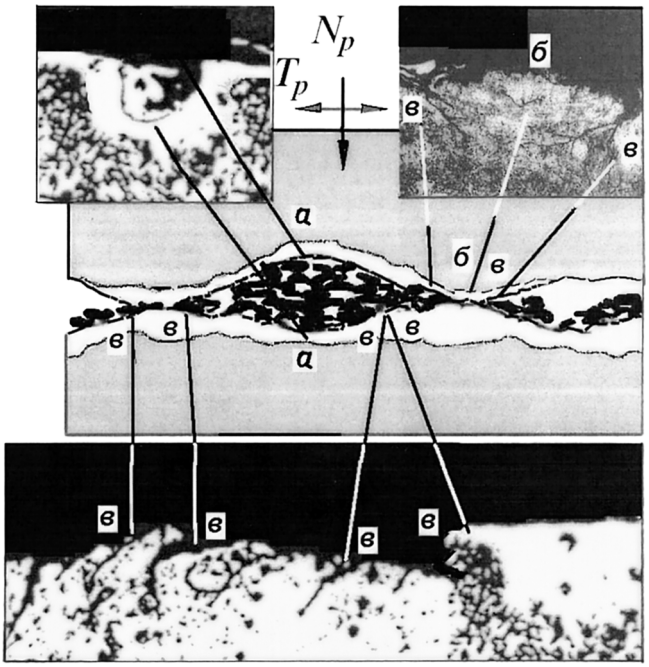


Рис. 1. Схема процесса фреттинга и размещение зон с типичными повреждениями в виде каверн (*а*), подслойных (*б*) и поверхностных (*в*) усталостных трещин

гоприятные условия для развития при действии эксплуатационных нагрузок. Более многочисленными являются поверхностные трещины (участки *в*), но при абразивном изнашивании они могут удаляться. Дальнейшее развитие начальных трещин лишь в отдельных случаях может прогнозироваться по законам линейной механики разрушения.

Результаты экспериментальных исследований показывают, что развитие усталостных трещин, размеры которых соизмеримы с размерами структурных составляющих материала, не подчиняется закономерностям развития, справедливым для сравнительно длинных трещин. Предел выносливости при фреттинге в зависимости от материала контактирующих пар, условий в зоне контакта (наличие покрытий, упрочнение и т. д.), вида нагружения и величины нагрузок может достигать значений $(0{,}60 \div 0{,}15)\sigma_{-1}$ — предела выносливости обычной многоцикловой усталости.

На рис. 2 приведены результаты испытаний образцов на усталость. По результатам испытаний всех видов образцов, изготовленных из стали, можно с удовлетворительной точностью получить представление о влиянии на предел фреттинг-выносливости величины давления p в зоне контакта, учесть особенности напряженного состояния детали, а также судить об эффективности применяемых технологий.

В то же время раздельное испытание на фреттинг с последующим испытанием образцов (деталей) на многоцикловую усталость (МнЦУ) для титановых сплавов может дать искаженное представление о степени влияния повреждения фреттингом на усталость.

Разработаны модели оценки прочности поверхностного слоя в условиях реального контакта для разных видов нагружения малоподвижных соединений, включая замковые соединения лопаток энергомашин, знакопеременными нагрузками при растяжении-сжатии, при кручении и изгибе, а также методы испытаний на фреттинг-усталость, позволяющие выбрать оптимальные конструктивные и технологические решения для натурных деталей, повреждаемых фреттинг-коррозией [5]. Для некоторых видов нагружения можно получить зависимость $\sigma = f(N;\ T)$, а иногда $\sigma = f(p)$. Такие испытания полезны при выборе технологических и конструктивных способов подавления фреттинг-коррозии и для оценки несущей способности соединения типа "вал—втулка".

На примере ряда современных конструкционных материалов, применяемых в авиадвигателестроении и энергомашиностроении (мартенситностареющие, аустенитные стали, сплавы на основе Al, Ti, Ni), рассмотрены особенности механизмов фреттинга и фреттинг-усталости. Показано существенное влияние на интенсивность процессов фреттинг-износа, фреттинга и фреттинг-усталости соединения типа "вал—втулка" амплитуды относительных перемещений в зоне контакта, вида нагружения соединения, материала контактирующих пар и т. д. [5]. Получены необходимые для прогнозирования пределов фреттинг-усталости значения эффективных коэффициентов $K_\sigma^{фр}$ концентрации напряжений для малоподвижного соединения типа "вал—втулка" и замковых соединений из разных пар материалов в широком диапазоне температур (20÷650 °С), в том числе при нанесении защитных покрытий и других методах обработки поверхностей контакта [5]. Исследования натурных узлов компрессора ГТД показали, что проблема фреттинг-усталости сохраняется и при повышенных температурах. Условия нагружения этих конструктивных элементов относятся к жестким. Величины $K_\sigma^{фр}$ для высокопрочных конструкционных материалов остаются значительными и при повышенных температурах, а величина предела фреттинг-усталости изменяется пропорционально изменению предела выносливости материала с ростом температуры [4, 5].

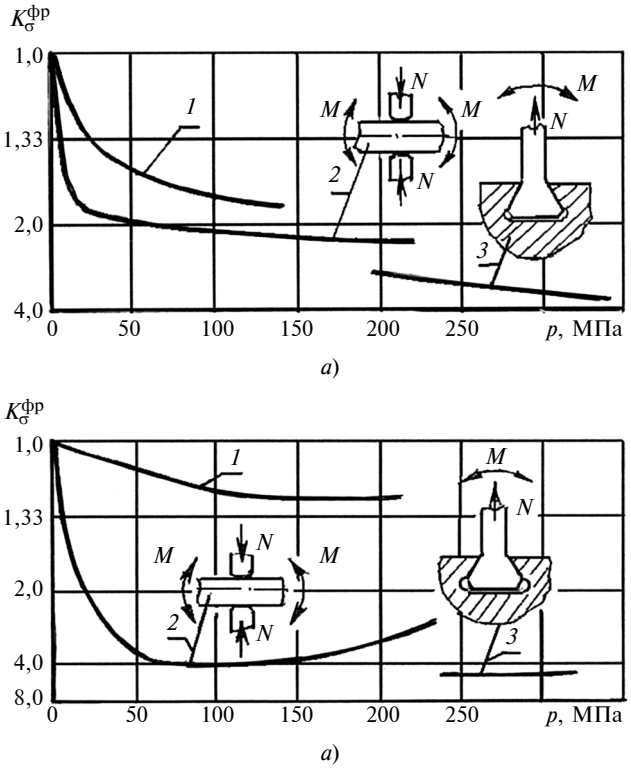


Рис. 2. Результаты испытаний на МнЦУ стали 13Х11Н2В2МФ (*а*) и титанового сплава ВТ3-1 (*б*):
1 — предварительно поврежденных фреттингом, при симметричном изгибе с вращением; *2* — соединение типа "вал—втулка" при плоском изгибе (мягкое нагружение); *3* — замковое соединение лопаток компрессоров при жестком нагружении (статическое растяжение с симметричным изгибом)

В условиях жесткого нагружения максимальное снижение предела фреттинг-выносливости отмечается у титановых сплавов, а минимальное — у поликристаллических никелевых сплавов. Проблема фреттинг-усталости для лопаток турбин, дисков и валов из поликристаллических никелевых сплавов стоит менее остро. Это объясняется

тем, что образующиеся при фреттинге окислы никеля играют роль абразива, удаляющего начальные усталостные трещины. Поэтому в механизме фреттинга для таких никелевых сплавов ведущими становятся процессы изнашивания, приводящие к изменению геометрических размеров в зонах контакта сопряженных лопаток (по хвостовикам, бандажным полкам, демпферам) или фланцевых соединений.

Однако в хвостовиках лопаток турбин, изготовленных из монокристаллических никелевых сплавов, имеющих ярко выраженную анизотропию механических свойств, наблюдались разрушения, связанные с возникновением на площадке контакта очага фреттинг-усталости и последующим практически мгновенным развитием трещины по механизму скола по различным плоскостям скольжения кристалла [5]. При этом именно плоскость скольжения определяет направление развития трещины, которая может совпадать и с направлением действия главных напряжений. Для зоны разрушения значения $K_{\sigma}^{фр}$ могут превышать 10.

Выполненные исследования позволили предложить достоверную модель механизма фреттинга и показать, что основными причинами снижения предела выносливости конструкционных материалов и деталей при фреттинге являются:

образование усталостных микротрещин в условиях неоднородного напряженного состояния локальных зон реальной поверхности контакта при циклическом нагружении;

дальнейшее их развитие при достаточном уровне переменных напряжений, если этому не будут препятствовать конкурирующие процессы фреттинг-износа;

снижение степени сопротивления усталости $K_{\sigma}^{фр}$ в условиях фреттинга может достигать 1,2 и даже превышать 10.

Для различных материалов (и даже для одного и того же, но подвергнутого различным методам обработки) существуют свои критические диапазоны параметров процесса фреттинга, при которых достигаются максимальные значения $K_{\sigma}^{фр}$.

Актуальность проблемы фреттинга и фреттинг-усталости сохраняется и при повышенных температурах эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Петухов А. Н.** О механизме фреттинга и фреттинг-усталости в малоподвижных сосединениях деталей машин // Конверсия в машиностроении. 2002. № 4. С. 42—47.
2. **Петухов А. Н.** Фреттинг-коррозия и фреттинг-усталость малоподвижных соединений ГТД и энергетических машин // Авиационно-космическая техника и технология. 2004. № 7 (15). С. 128—134.
3. **Смыслов А. М., Селиванов К. С.** Повышение долговечности деталей машин в условиях фреттинга. Уфа: Гилем, 2005. 180 с.
4. **Петухов А. Н.** Фреттинг и фреттинг-усталость высоконагруженных малоподвижных соединений ГТД и ЭУ // Вопросы авиационной науки и техники. Авиационное двигателестроение. М.: ЦИАМ, 2006. Вып. 4 (1328). С. 29—58.
5. **Петухов А. Н.** Механизм фреттинг-коррозии и фреттинг-усталость малоподвижных соединений ГТД и ЭУ // Вопросы авиационной науки и техники. Авиационное двигателестроение. М.: ЦИАМ, 2008. Тр. ЦИАМ. 1338. 204 с.

УДК 539.6:531.43

Ю. Н. ЛЕРНЕР, канд. техн. наук (Израиль)

Корреляция между структурой атомной решетки твердых тел и трением

Предложены упрощенные математические модели систем электрических зарядов на поверхности трения. На основании анализа моделей сделаны выводы о взаимосвязи параметров атомной решетки с фрикционными свойствами материалов. Выводы сопоставлены с результатами экспериментов. Показана обоснованность сделанных выводов.

Ключевые слова: атомные решетки твердых тел, трение, математическая модель электростатического поля.

Simplified mathematical models of systems electric charges on a friction surface are proposed. On the basis of these models the conclusions were made about interrelation of atomic lattice's parameters with material's friction properties. Validity of the conclusions was justified by experimental data.

Keywords: atomic lattices of rigid bodies, friction, mathematical model of the electric field.

Введение

Химические связи между атомами твердых тел создают на их поверхности переменное электростатическое поле. У ионных кристаллов поле создают чередующиеся положительные и отрицательные заряды. У тел с ковалентной связью поле создают положительные заряды, расположенные в узлах решетки, и отрицательные заряды спаренных электронов, расположенные в междоузлиях. При соприкосновении или относительном скольжении металлов поле создается вследствие взаимного влияния кристаллических решеток.

При скольжении атомы поверхностного слоя много раз взаимодействуют с переменным электростатическим полем. При этом электроны совершают вынужденные колебания. В работах [1—3] пред-

ложена математическая модель вынужденных колебаний электрона в переменном электростатическом поле при трении. Получены зависимости трения от напряженности поля и частоты вынужденных колебаний электронов. Показано удовлетворительное соответствие математической модели результатам исследования трения при очень больших скоростях. Получена формула, согласно которой действующая на электрон элементарная сила трения пропорциональна амплитуде напряженности поля.

В статье предложены упрощенные математические модели электростатических полей, свойственные разным типам кристаллических решеток. На основании анализа моделей сделаны выводы о взаимосвязи параметров решетки с фрикционными свойствами материалов. Сделанные выводы сопоставлены с результатами экспериментов, опубликованными в монографии [4].

Упрощенные математические модели электростатических полей

На рис. 1 изображена система разноименных зарядов q, размещенных на прямой линии с шагом a. Волнистая линия изображает напряженность поля E вдоль прямой OX. Прямая OX находится на расстоянии r от линии зарядов. Волнистую линию удобно представить как косинусоиду:

$$Y = E\cos(\pi x/a). \qquad (1)$$

Максимальные значения напряженности E соответствуют положительным зарядам, минимальные — отрицательным. При вычислении E будем учитывать, что каждому вектору E_i в квадранте X, Y соответствует вектор в квадранте $-X$, Y, симметричный ему относительно оси Y и равный по скалярной величине. Вектор, равный геометрической сумме этих двух векторов, расположен вдоль оси OY. Суммируя попарно векторы E_i и учитывая, что вектор E_0 создается зарядом, расположенным в начале координат, получим направленный вдоль оси OY вектор напряженности

$$E = E_0 + \Sigma E_i = qN/4\pi\varepsilon_0 r^2, \qquad (2)$$

где N — безразмерный параметр; $1/4\pi\varepsilon_0$ — множитель пропорциональности; r — расстояние от точки на оси OY до линии зарядов.

Обозначим через n отношение шага a к расстоянию r: $n = a/r$. Используя простые геометрические соотношения, с достаточной точностью получим формулу для вычисления максимумов волнистой линии (см. рис. 1):

$$N = 1 + \sum_{1}^{50}(-1)^i 2/(1 + i^2n^2)^{3/2}. \qquad (3)$$

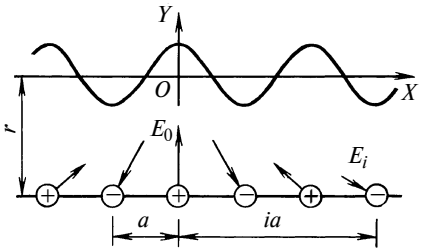


Рис. 1

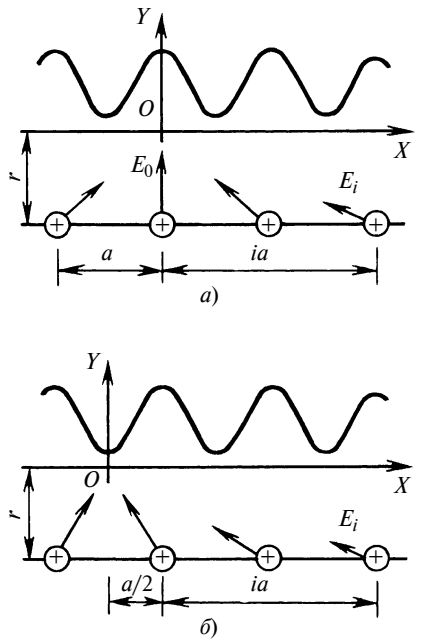


Рис. 2

В точках минимума значения N отрицательны. По величине N можно легко определить амплитуду напряженности согласно формуле (2).

На рис. 2 изображена система одноименных зарядов q, размещенных на прямой линии с шагом a. Волнистая линия — напряженность E вдоль прямой OX, которую можно представить как косинусоиду:

$$Y = \Delta E + E\cos(2\pi x/a). \qquad (4)$$

Рассчитаем N_{max} и N_{min} по формулам, аналогичным (3):

$$\left.\begin{aligned} N_{max} &= 1 + \sum_{1} 2/(1 + i^2n^2)^{3/2}; \\ N_{min} &= \sum_{1}^{50} 2/[1 + (n/2 + in)^2]^{3/2}. \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

Расчету N_{max} соответствует схема на рис. 2, *а*, а N_{min} — на рис. 2, *б*.

По значениям N_{max} и N_{min} согласно формулам (5) легко рассчитать $N = (N_{max} - N_{min})/2$ и $\Delta N = (N_{min} + N_{max})/2$. Здесь значение N отражает амплитуду E согласно равенству (4); значение ΔN

Относительный шаг решетки $n = a/r$	Математическая модель				
	по формуле (1)	по формуле (4)			
	N	N_{max}	N_{min}	ΔN	N
0,5	0,05	3,9970	3,9968	3,9969	0,0001
1	0,43	2,02	1,97	1,995	0,025
2	0,84	1,23	0,80	1,015	0,215

отражает степень приподнятости косинусоиды над осью OX согласно модели (4). Результаты сведены в таблицу.

Для системы зарядов согласно модели (1) характерно, что меньшим значениям $n = a/r$ соответствуют меньшие значения амплитуды напряженности E поля. Для систем зарядов согласно модели (4) характерно, что меньшим значениям $n = a/r$ соответствуют меньшие значения амплитуды напряженности E поля и бóльшая величина приподнятости косинусоиды над осью OX. Сравнивая обе модели при одном и том же значении a/r, видим, что для модели (4) амплитуда E существенно меньше, чем для модели (1). Приведенные в таблице результаты получены на основании закона Кулона и принципа суперпозиции.

В работах [1—3] показано, что действующая на электрон элементарная сила трения пропорциональна амплитуде напряженности поля. Исходя из этой концепции приходим к выводу, что величины как ΔE согласно равенству (4), так и ΔN согласно таблице не должны оказывать никакого влияния на трение. Проверим далее, насколько трение реальных материалов соответствует приведенным в таблице закономерностям.

Примеры реализации математических моделей

Математическая модель (1) реализуется с той или иной погрешностью на поверхности ионных кристаллов, материалов с ковалентной связью, металлов и многих других материалов. Для атомной решетки этих материалов характерно расположение разноименных зарядов на одной плоскости. Если есть отклонения, то они должны быть незначительными. В качестве иллюстрации математической модели (1) приведем опубликованные в работе [4] результаты исследования трения алмаза.

Кристаллы алмаза представляют собой гигантские молекулы с ковалентными связями между атомами. Число валентных электронов — 4. Каждый атом соединен химическими ковалентными связями с четырьмя соседними. Заряд $+4e$ расположен в центре каждого атома. Валентные электроны локализуются с существенной плотностью между атомами, образуя парные электронные связи. Поместив заряд $-2e$ в центр каждой связи, получим периодическую систему положительных и отрицательных зарядов. Как показали исследования, трение в плоскости {111} — низкое и слабо зависит от направления скольжения: $f = 0{,}05 \div 0{,}07$. В плоскости {100} трение зависит от направления скольжения. При скольжении в направлении, параллельном ребру алмазного куба (в направлении, параллельном диагонали квадрата) (рис. 3, *б*), трение сравнительно высокое: $f = 0{,}12 \div 0{,}27$; при скольжении под углом 45° к ребру алмазного куба (в направлении, параллельном стороне квадрата) — низкое: $f = 0{,}06 \div 0{,}09$.

Анизотропия трения алмаза в разных кристаллографических направлениях хорошо согласуется с математической моделью (1), в соответствии с которой амплитуда напряженности поля возрастает при увеличении $n = a/r$. Рассмотрим подробнее обнаруженный в работе [4] феномен. Размер между соседними атомами в плоскости {111}, иными словами, размер стороны шестиугольника (рис. 3, *а*) равен 0,14 нм ($a = 0{,}14$ нм). Малая диагональ шестиугольника равна $a\sqrt{3}$, большая — $2a$. Расстояние от атома до атома в направлении малой диагонали равно $a\sqrt{3}$, а в направлении большой диагонали попеременно равно $2a$ и a, т. е. в среднем $1{,}5a$. Величины $1{,}5a$ и $a\sqrt{3}$ отличаются друг от друга на 13 %. Соответственно, трение в плоскости {111} слабо зависит от направления скольжения. В плоскости {100} сторона квадрата (см. рис. 3, *б*) равна $a\sqrt{3}$, диагональ в 1,4 раза больше. Поэтому трение в направлении стороны квадрата должно соответствовать трению в плоскости {111}, а в направлении диагонали — быть больше, что подтверждается экспериментально.

Кремний и германий расположены в той же группе периодической системы элементов, что и углерод. Структура их решеток подобна структуре алмаза. Следует ожидать, что кристаллам кремния и германия свойственна подобная анизотропия при трении в разных кристаллографических направлениях. Представляет интерес сравнение фрикционных свойств алмаза с фрикционными свойствами как графита, так и нитрида бора в его слоистой модификации. Как и в плоскости {111} алмаза, атомная структура на естественных поверхностях графита и нитрида бора имеет гексагональ-

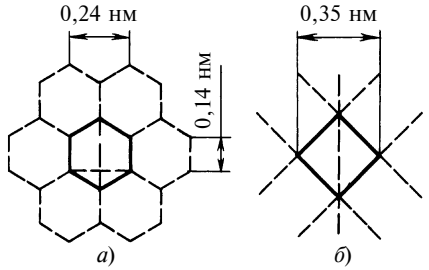


Рис. 3

ную решетку. Параметр a у графита и нитрида бора равен 0,14 и 0,25 нм соответственно. Согласно экспериментам у графита $f = 0{,}1$, у нитрида бора — $f = 0{,}2 \div 0{,}4$. Как видим, у графита при том же параметре a, что и у алмаза, трение примерно равно трению алмаза в плоскости {111}. У нитрида бора параметр a на 80 % больше, а трение в $2 \div 4$ раза выше. Фрикционное поведение графита и нитрида бора подтверждает факт корреляции между структурой атомной решетки и трением.

Кристаллы каменной соли состоят из чередующихся ионов натрия и хлора, расположенных в вершинах кубической решетки. Шаг решетки $a = 0{,}46$ нм. Трение вдоль естественной поверхности кристалла $f = 0{,}6 \div 0{,}8$. Для ионной структуры применима математическая модель (1). Согласно этой модели большему значению a соответствует повышенное значение f, что и наблюдается при трении каменной соли.

Материалы, на которые распространяется математическая модель (4) встречаются значительно реже. Однако они широко применяются в технике. У политетрафторэтилена $[—CF_2—CF_2—]$ химическая связь между атомами углерода ковалентная. Химическая связь между фтором и углеродом — полярная. В центре атомов углерода расположен заряд $+4e$, в центре каждой связи С—С — заряд $-2e$, в центре атомов фтора — заряд $-e$. Система зарядов создает знакопеременное периодическое поле. Однако ионы фтора имеют очень большой радиус — 0,13 нм, соизмеримый с длиной углеродной связи. Ионы фтора расположены снаружи углеродной цепи, окружая последнюю со всех сторон. Поэтому какой-либо внешний электрон или атом, находясь вблизи, испытывает, главным образом, воздействие отрицательно заряженных ионов фтора. Для анализа электростатического поля целесообразно применить математическую модель (4). Согласно этой модели для материала с малым значением a следует ожидать очень низкое трение. Уникально низкое трение политетрафторэтилена ($f = 0{,}05$) подтверждает правильность применения математической модели (4).

Кристаллы дисульфида молибдена имеют слоистую структуру: в единичном кристалле средний слой состоит из ионов молибдена; верхний и нижний слои состоят из ионов серы. Ионы молибдена химически связаны как между собой, так и с ионами серы. Ионы серы химически между собой не связаны. Они имеют заряды одного знака. Для анализа трения дисульфида молибдена целесообразно использовать модель (4), которая показывает низкие значения E и, соответственно, прогнозирует низкое трение. Согласно экспериментальным данным при трении кристаллов между собой $f = 0{,}2$; при трении кристаллов по стали $f = 0{,}1$.

Анализ соответствия экспериментальных данных математическим моделям

В математических моделях (1) и (4) электростатическое поле создают заряды, расположенные на одной линии. Реальная картина неизмеримо сложнее. В создании поля участвуют заряды, находящиеся не только на поверхности, но и во втором, третьем и других слоях. Однако из сопоставления математической модели с экспериментом следует: между параметром решетки и трением имеется связь. Большему значению параметра соответствует большее трение и наоборот. Разумеется, показанное в статье соответствие нескольких экспериментов математической модели недостаточно для превращения сформулированных предположений в теорию. Необходимы дальнейшие исследования в этом направлении.

Математические модели (1) и (2) предполагают, что заряд, перемещающийся вдоль линии OX, не искажает поле, создаваемое системой зарядов q. В реальных парах трения картина иная. Даже единичный электрон, перемещающийся вдоль поверхности тела на некотором от него расстоянии, искажает электростатическое поле. При трении искажения неизмеримо возрастают. Множество электронов и протонов участвуют в искажении первоначальной картины. Показанное в статье качественное соответствие математических моделей результатам экспериментов удивительно. Из соответствия следует: имеющее место при трении искажение первоначального электростатического поля не приводит к нарушению замеченных закономерностей.

Заключение

В статье приведены сведения о взаимосвязи параметров атомной решетки с фрикционными свойствами материалов. Эти сведения могут быть полезны при создании новых как фрикционных, так и антифрикционных материалов. Фрикционные материалы должны соответствовать математической модели (1). Параметр атомной решетки должен быть по возможности больше. Антифрикционные материалы должны соответствовать математической модели (4), а если это невозможно, то математической модели (1) при возможно меньшем параметре атомной решетки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лернер Ю. Н.** О некоторых закономерностях сухого трения // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 87—90.
2. **Лернер Ю. Н.** О колебаниях электронов поверхностного слоя при трении // Вестник машиностроения. 2006. № 1. С. 50—52.
3. **Лернер Ю. Н.** Об особенностях трения благородных металлов и их сплавов // Вестник машиностроения. 2007. № 2. С. 54, 55.
4. **Боуден Ф. П., Тейбор Д.** Трение и смазка твердых тел. М.: Машиностроение, 1968.

УДК 621.941.025-182.26

С. И. ПЕТРУШИН, д-р техн. наук, Р. Х. ГУБАЙДУЛИНА,
А. А. БАКАНОВ, кандидаты технических наук, А. В. МАХОВ
(Томский политехнический университет)

Геометрический анализ конструкций сборных режущих инструментов со сменными многогранными пластинами

Приведена общая методика расчета геометрических параметров инструментов с механическим креплением сменных многогранных пластин в зависимости от способа и углов ориентации режущей пластины в корпусе. Рассмотрены задачи геометрического анализа существующих и проектирования новых конструкций сборных инструментов. Даны расчетные формулы.

Ключевые слова: сборный режущий инструмент, многогранные пластины, расчет геометрических параметров.

General calculation technique of geometries of tools with mechanical fastening of replaceable polyhedral plates depending on the methods and orientation angle of the cutting plate in the framework is presented. The problems of geometrical analysis of existing designs of precast tools and projection of the new ones are considered, and the calculation formulae are given.

Keywords: precast cutting tool, replaceable polyhedral plates, calculation of geometric parameters.

В отличие от затачиваемых металлорежущих инструментов у сборных инструментов с механическим креплением сменных многогранных пластин (СМП) необходимая для эффективного резания геометрия получается путем определенной ориентации режущей пластины заданной формы в корпусе [1—3]. Эта особенность приводит к тому, что невозможно независимо получать геометрические параметры на каком-либо участке лезвия без учета их значений на остальных. Иными словами, при повороте СМП в процессе ее ориентации в общем случае изменяются все углы лезвия во всех точках режущей кромки. Поэтому для описания геометрии сборных инструментов более приемлем подход, основанный на задании ориентации СМП поворотом ее в гнезде корпуса инструмента на углы γ_x и γ_y относительно инструментальной системы координат [4], под которой понимается система координат, жестко связанная с СМП.

Следует отметить, что в связи с постоянством формы СМП эти повороты не являются независимыми, т. е. при втором повороте (на угол γ_y) изменяются геометрические параметры, полученные при повороте на угол γ_x, а все точки режущей кромки, кроме начала координат, совершают вращательно-поступательное (а не вращательное, как это может показаться на первый взгляд) движение. Если не учитывать этого, то в получаемых расчетных формулах будет ошибка. Этот факт наглядно показан в работе [5], в которой рассмотрена ориентация трехповоротных тисков для затачивания резцов.

При проектировании инструментов с СМП решаются две основные задачи [6]: 1) анализ существующей конструкции инструмента; 2) синтез новой конструкции.

Первая (прямая) задача формулируется следующим образом: заданы форма СМП и способ ее ориентации в корпусе инструмента; необходимо в каждой точке режущей кромки определить угол φ в плане, угол λ наклона кромки, задний α и передний γ углы режущей части.

Во второй (обратной) задаче задаются форма СМП и необходимые геометрические параметры на главной режущей кромке инструмента: φ, λ, γ или φ, λ, α. Требуется рассчитать углы ориентации режущей многогранной пластины в гнезде корпуса инструмента.

В более общем случае эти задачи объединяются (полуобратная задача), а именно: вначале по геометрии главного лезвия и форме СМП рассчитываются углы ориентации, а затем для полученных значений γ_x и γ_y анализируется геометрия радиусной и вспомогательной режущих кромок с целью выявления участков с неблагоприятным соотношением углов резания, например для проверки обязательного у всех режущих инструментов условия $\alpha \geqslant 0$.

С точки зрения геометрии резания все многообразие форм СМП согласно каталогам ведущих инструментальных фирм (Sandvik Coromant, Kennametall-Hertel и др.) можно свести к следующей классификации:

по форме СМП в плане: трехгранная, трехгранная неправильной формы (угол при вершине в ин-

струментальной системе координат $\varepsilon_и = 80°$), квадратная, ромбическая ($\varepsilon_и = 35°$, $55°$, $80°$), параллелограммная ($\varepsilon_и = 55°$), пятигранная, шестигранная, круглая, специальной формы;

по форме режущей кромки: с плоской режущей кромкой (инструментальный угол наклона кромок на пластине $\lambda_и = 0$), с пространственной режущей кромкой ($\lambda_и \neq 0$);

по наличию инструментального заднего угла $\alpha_и$ на пластине: без заднего угла ($\alpha_и = 0$), с задним углом ($\alpha_и = 5°$, $7°$, $11°$, $20°$);

по наличию стружечной канавки или отрицательной фаски: с плоской передней поверхностью (инструментальный передний угол на пластине $\gamma_и = 0$), со стружечной канавкой или упрочняющей фаской ($\gamma_и \neq 0$).

Остальные конструктивные параметры (наличие отверстия, двусторонние пластины, толщина СМП и др.) не участвуют в формировании геометрии режущей части инструмента.

Существуют два основных способа ориентации СМП в корпусе сборного инструмента: с помощью фронтального γ_x и профильного γ_y углов наклона [4]; путем задания положения плоскости наибольшего наклона СМП и угла наибольшего наклона.

Второй способ появился исторически первым на резцах конструкции ВНИИинструмента [1—3], однако в последние годы он применяется сравнительно редко. В настоящее время большее распространение получил первый способ в связи с тем, что именно он применяется в системах ЧПУ пятикоординатных станков для фрезерования гнезд под пластину на корпусе инструмента.

Рассмотрим изложенные выше общие положения применительно к основным группам сборных инструментов — резцов, фрез и сверл с СМП.

На рис. 1 представлена СМП токарного резца в инструментальной системе координат (ИСК) $x_и y_и z_и$. Пластина в общем случае имеет сложную форму в плане, пространственную кривую режущей кромки, задние углы и стружечные канавки. Начало ИСК помещено в вершину СМП — точку O. В соответствии с определением [4] плоскость $x_и O y_и$ (инструментальная основная плоскость $P_{Vи}$) параллельна основанию режущей пластины, а ось $Oz_и$ — перпендикулярна к ней.

Рассмотрим геометрию главной режущей кромки в произвольной точке A, для чего проведем через нее две координатные плоскости, перпендикулярные к плоскости $P_{Vи}$; $P_{τи}$ — инструментальная плоскость резания, касательная к проекции режущей кромки на плоскость $P_{Vи}$; $P_{nи}$ — инструментальная главная секущая плоскость, нормальная к проекции профиля режущей кромки на плоскость $P_{Vи}$ (по сравнению с ГОСТ 25762—83 в обозначениях этих плоскостей индексы "n" и "τ" переставлены местами).

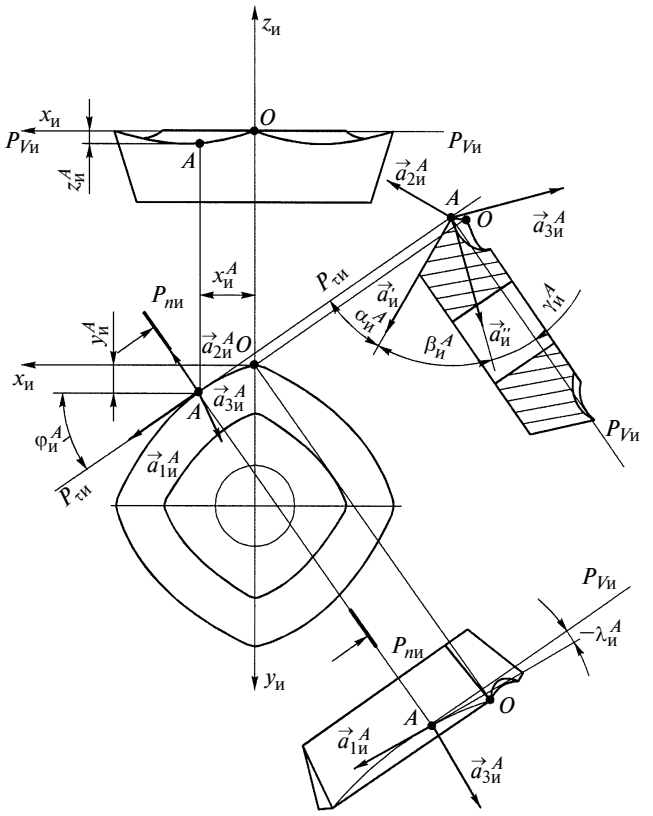


Рис. 1

В результате получим геометрические параметры СМП в ИСК, характеризующие геометрию лезвия в точке A:

$\varphi_и^A$ — инструментальный главный угол в плане: угол между инструментальной плоскостью резания $P_{τи}$ и осью $Ox_и$;

$\lambda_и^A$ — инструментальный угол наклона режущей кромки: угол между касательной к режущей кромке и инструментальной основной плоскостью $P_{Vи}$ (на рис. 1 $\lambda_и^A < 0$);

$\alpha_и^A$ — инструментальный главный задний угол: угол между инструментальной плоскостью резания $P_{τи}$ и задней поверхностью СМП;

$\gamma_и^A$ — инструментальный главный передний угол: угол между инструментальной основной плоскостью $P_{Vи}$ и касательной к передней поверхности СМП, проведенной через вершину режущего клина;

$\beta_и^A$ — инструментальный главный угол заострения: угол между главной задней и передней поверхностями СМП.

Указанные углы совместно с инструментальными координатами $x_и^A$, $y_и^A$, $z_и^A$ точки A являются исходными данными для расчета геометрии сборных резцов с СМП в статической системе координат.

На рис. 2 показан сборный проходной токарный резец с фасонной четырехгранной СМП в статической системе координат (ССК), оси которой $x_с^A$, $y_с^A$, $z_с^A$ получены параллельным переносом станоч-

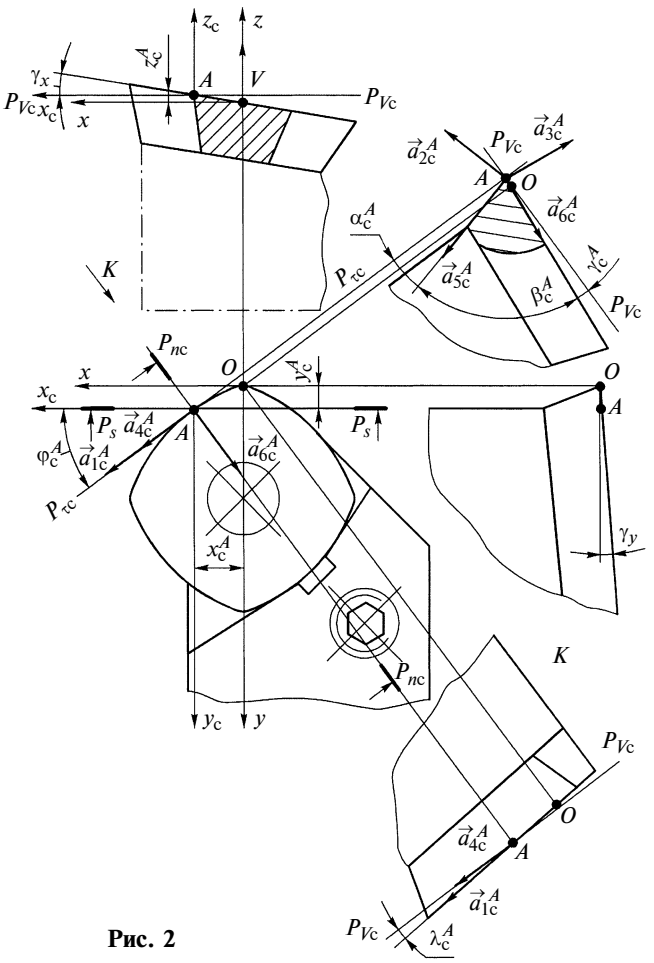


Рис. 2

ной системы координат xyz из точки O в точку A [4]. Для наглядности изображения СМП имеет плоскую переднюю поверхность, параллельную основанию. Обозначения на рис. 2 такие же, как на рис. 1 с заменой индекса "и" на "с". Фронтальный и профильный углы ориентации режущей пластины в корпусе резца заданы величинами соответственно γ_x и γ_y (на рис. 2 показаны положительные значения этих углов).

В задаче анализа по известной форме СМП и углам ее ориентации в корпусе необходимо рассчитать следующие статические углы лезвия в заданной точке A: φ_c^A, λ_c^A, α_c^A и γ_c^A. Вначале определим статические координаты точки A по известным инструментальным. Согласно работе [4] формулы преобразования инструментальных координат в статические имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} x_c^A &= x_и^A\cos\gamma_x - z_и^A\sin\gamma_y;\\ y_c^A &= -x_и^A\sin\gamma_x\sin\gamma_y + y_и^A\cos\gamma_y - z_и^A\cos\gamma_x\sin\gamma_y;\\ z_c^A &= x_и^A\sin\gamma_x\cos\gamma_y + y_и^A\sin\gamma_y + z_и^A\mathrm{co}\gamma_x\cos\gamma_y. \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Если координаты единичного направляющего вектора $a_{1и}^A$ (см. рис. 1), касательного к режущей кромке СМП в ИСК, преобразовать в ССК согласно формулам (1) и приравнять их к соответствующим координатам вектора a_{1c}^A (см. рис. 2), то после ряда преобразований получим формулы для расчета углов φ_c^A и λ_c^A:

$$\mathrm{tg}\varphi_c^A = \frac{-\cos\varphi_и^A\sin\gamma_x\sin\gamma_y + \sin\varphi_и^A\cos\gamma_y - \mathrm{tg}\lambda_и^A\cos\gamma_x\sin\gamma_y}{\cos\varphi_и^A\cos\gamma_x - \mathrm{tg}\lambda_и^A\sin\gamma_x}; \quad (2)$$

$$\sin\lambda_c^A = \cos\lambda_и^A(\cos\varphi_и^A\sin\gamma_x\cos\gamma_y + \sin\varphi_и^A\sin\gamma_y) + \\ + \sin\lambda_и^A\cos\gamma_x\cos\gamma_y. \quad (3)$$

При $\lambda_и^A = 0$ (режущая кромка параллельна основанию СМП) формулы (2) и (3) примут вид:

$$\mathrm{tg}\varphi_c^A = \frac{\sin\varphi_и^A\cos\gamma_y - \cos\varphi_и^A\sin\gamma_x\sin\gamma_y}{\cos\varphi_и^A\cos\gamma_x}; \quad (4)$$

$$\sin\lambda_c^A = \cos\varphi_и^A\sin\gamma_x\cos\gamma_y + \sin\varphi_и^A\sin\gamma_y. \quad (5)$$

С целью определения статического главного заднего угла сборного резца в точке A зададим в ИСК вектор $\vec{a}_{2и}^A$, нормальный к задней поверхности (см. рис. 1), через векторное произведение $\vec{a}_{2и}^A = \vec{a}_и' \times \vec{a}_{1и}^A$, где $\vec{a}_и'$ — след задней поверхности в плоскости $P_{nи}$, и преобразуем его координаты в ССК. В результате получим вектор $\vec{a}_{2c}^A$ (см. рис. 2). Линия пересечения статической главной секущей плоскости P_{nc} и задней поверхности определится направляющим вектором $\vec{a}_{5c}^A = \vec{a}_{4c}^A \times \vec{a}_{2c}^A$, где $\vec{a}_{4c}^A$ — вектор нормали к P_{nc}. Искомый угол α_c^A будет равен углу между вектором $\vec{a}_{5c}^A$ и осью Oz_c. В итоге в общем случае ($\lambda_и^A \neq 0$; $\alpha_и^A \neq 0$) получим следующую формулу для расчета заднего угла в точке A резца с СМП:

$$\sin\alpha_c^A = -(\cos\alpha_x\sin\gamma_x\cos\gamma_y + \cos\alpha_y\sin\gamma_y + \\ + \cos\alpha_z\cos\gamma_x\cos\gamma_y)\sqrt{1-\sin^2\lambda_и^A\cos^2\alpha_и^A}\sqrt{1-\cos^2\nu}, \quad (6)$$

где $\cos\alpha_x = \sin\lambda_и^A\sin\alpha_и^A\cos\varphi_и^A + \cos\lambda_и^A\cos\alpha_и^A\sin\varphi_и^A$;

$$\cos\alpha_y = \sin\lambda_и^A\sin\alpha_и^A\sin\varphi_и^A - \cos\lambda_и^A\cos\alpha_и^A\cos\varphi_и^A;$$

$$\cos\alpha_z = -\sin\lambda_и^A\sin\alpha_и^A;$$

$$\cos\nu = \cos\varphi_c^A\cos\beta_x + \sin\varphi_c^A\cos\beta_y;$$

$$\cos\beta_x = \cos\alpha_x\cos\gamma_x - \cos\alpha_z\sin\gamma_x;\ \cos\beta_y = \\ = -\cos\alpha_x\sin\gamma_x\sin\gamma_y + \cos\alpha_y\cos\gamma_y - \cos\alpha_z\cos\gamma_x\sin\gamma_y;$$

$$\cos\varphi_c^A = \frac{1}{\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\varphi_c^A}};\ \sin\varphi_c^A = \frac{\mathrm{tg}\varphi_c^A}{\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\varphi_c^A}},$$

а $\mathrm{tg}\varphi_c^A$ рассчитывается по формуле (2).

Если у СМП $\lambda_и^A = 0$ и она имеет задний угол $\alpha_и^A \neq 0$, то формула (6) примет вид:

$$\sin\alpha_c^A = \cos\alpha_и^A(\cos\varphi_и^A\sin\gamma_y - \\ - \sin\varphi_и^A\sin\gamma_x\cos\gamma_y)\sqrt{1-\cos^2\nu}, \quad (7)$$

где $\cos\nu = \cos\alpha_и^A(\cos\varphi_c^A\sin\varphi_и^A\cos\gamma_x - \sin\varphi_c^A\sin\varphi_и^A \times \times \sin\gamma_x\sin\gamma_y - \sin\varphi_c^A\cos\varphi_и^A\cos\gamma_y)$.

Наконец, при $\lambda_и^A = 0$ и $\alpha_и^A = 0$ (СМП без задних углов) имеем:

$$\sin\alpha_c^A = (\cos\varphi_и^A\sin\gamma_y - \\ - \cos\varphi_и^A\sin\gamma_x\cos\gamma_y)\sqrt{1-\cos^2\nu}, \quad (8)$$

где $\cos\nu = \cos\varphi_c^A\sin\varphi_и^A\cos\gamma_x - \sin\varphi_c^A(\sin\varphi_и^A\sin\gamma_x\sin\gamma_y + + \cos\varphi_и^A)\cos\gamma_y)$.

Для расчета статического переднего угла в точке A сборного резца рассмотрим в ИСК вектор $\vec{a}_{3и}^A$ (см. рис. 1), нормальный к передней поверхности, который определится произведением $\vec{a}_{3и}^A = = \vec{a}_и'' \times \vec{a}_{1и}^A$, где $\vec{a}_и''$ лежит в инструментальной главной секущей плоскости $P_{nи}$ и касается передней поверхности в вершине режущего клина. Преобразуем координаты вектора $\vec{a}_{3и}^A$ согласно формуле (1) с ССК и обозначим его через $\vec{a}_{3c}^A$. Тогда линия пересечения передней поверхности СМП и статической главной секущей плоскости P_{nc} будет задана направляющим вектором $\vec{a}_{6и}^A = \vec{a}_{3c}^A \times \vec{a}_{4c}^A$. Согласно определению искомый угол равен углу между этим вектором и статической основной плоскостью P_{Vc}. После соответствующих преобразований в координатной форме получим:

$$\sin\gamma_c^A = (\cos\varphi_c^A\cos\beta_y - \sin\varphi_c^A\cos\beta_x)\sin\xi\sin\varepsilon; \quad (9)$$

где $\cos\beta_x = \cos\alpha_x\cos\gamma_x - \cos\alpha_z\sin\gamma_x$; $\cos\beta_y = -\cos\alpha_x \times \times \sin\gamma_x\sin\gamma_y + \cos\alpha_y\cos\gamma_y - \cos\alpha_z\cos\gamma_x\sin\gamma_y$;

$$\cos\alpha_x = -\sin\lambda_и^A\cos\gamma_и^A\cos\varphi_и^A - \cos\lambda_и^A\sin\gamma_и^A\sin\varphi_и^A;$$

$$\cos\alpha_y = -\sin\lambda_и^A\cos\gamma_и^A\sin\varphi_и^A + \cos\lambda_и^A\sin\gamma_и^A\cos\varphi_и^A;$$

$$\cos\alpha_z = \cos\lambda_и^A\cos\gamma_и^A;\ \sin\xi = \sqrt{1-\sin^2\lambda_и^A\sin^2\gamma_и^A};$$

$$\sin\varepsilon = \sqrt{1-\cos^2\varepsilon};$$

$\cos\varepsilon = \cos\varphi_c^A\cos\beta_x + \sin\varphi_c^A\cos\beta_y$; $\cos\varphi_c^A$ и $\sin\varphi_c^A$ — определяются аналогично заднему углу [см. формулы (6)].

Когда СМП резца имеет режущую кромку, параллельную основанию ($\lambda_и^A = 0$), и если на пластине отсутствуют стружечные канавки ($\gamma_и^A = 0$), то формула (9) примет вид:

$$\sin\gamma_c^A = (\sin\varphi_c^A\sin\gamma_x - \cos\varphi_c^A\cos\gamma_x\sin\gamma_y) \times \\ \times \sqrt{1-(\cos\varphi_c^A\sin\gamma_x + \sin\varphi_c^A\cos\gamma_x\sin\gamma_y)^2}. \quad (10)$$

Таким образом, система формул (2)—(10) позволит решать прямые задачи геометрического анализа резцов с СМП всех существующих на сегодняшний день конструкций. В обратной задаче необходимо по известной форме СМП и ряду заданных геометрических параметров сборного резца определить углы ориентации пластины в гнезде корпуса. При этом в ССК обычно задаются требуемые значения главного угла φ_c в плане, угла λ_c наклона режущей кромки и главного переднего угла γ_c. В случае прямолинейного главного лезвия эти исходные углы определяют геометрию главной режущей кромки инструмента. Обратная задача имеет однозначное решение для плоской передней поверхности СМП, параллельной основанию ($\lambda_и = 0$). Здесь после поворота статической системы координат на углы $-\gamma_x$ и $-\gamma_y$ нормаль к передней поверхности должна быть направлена по оси $Oz_и$ ИСК. Решение имеет вид:

$$\mathrm{tg}\gamma_y = -\cos\beta_y/\cos\beta_z; \quad (11)$$

$$\cos\gamma_x = \sqrt{\cos^2\beta_y + \cos^2\beta_z}, \quad (12)$$

где $\cos\beta_y = (\cos\lambda_c\sin\gamma_c\sin\varphi_c - \sin\lambda_c\cos\gamma_c\sin\varphi_c) \times \times \sqrt{1-\sin^2\lambda_c\sin^2\gamma_c}$;

$$\cos\beta_z = \cos\lambda_c\cos\gamma_c\sqrt{1-\sin^2\lambda_c\sin^2\gamma_c}.$$

Кроме того, в обратной задаче необходимо определить еще ориентацию СМП в плоскости $x_и Oy_и$, задаваемую в ИСК главным $\varphi_и$ и вспомогательным $\varphi_{1и}$ углами в плане, определяемыми выражениями:

$$\mathrm{tg}\varphi_и = \\ = \frac{\sin\varphi_c\cos\gamma_y + \mathrm{tg}\lambda_c\sin\gamma_y}{\cos\varphi_c\cos\gamma_x - \sin\varphi_c\sin\gamma_x\sin\gamma_y + \mathrm{tg}\lambda_c\sin\gamma_x\cos\gamma_y}; \quad (13)$$

$$\varphi_{1и} = \pi - \varphi_и - \varepsilon_и, \quad (14)$$

где $\varepsilon_и$ — угол при вершине СМП.

Полуобратная задача в анализе геометрии сборных резцов с СМП решается в такой последовательности: вначале по требуемым значениям углов φ_c, λ_c и γ_c определяются соответствующие им углы ориентации γ_x и γ_y по формулам (11) и (12), а также угол $\varphi_и$ по формуле (13); затем для интересующих проектировщика участков лезвия рассчитываются геометрические параметры в ССК по формулам

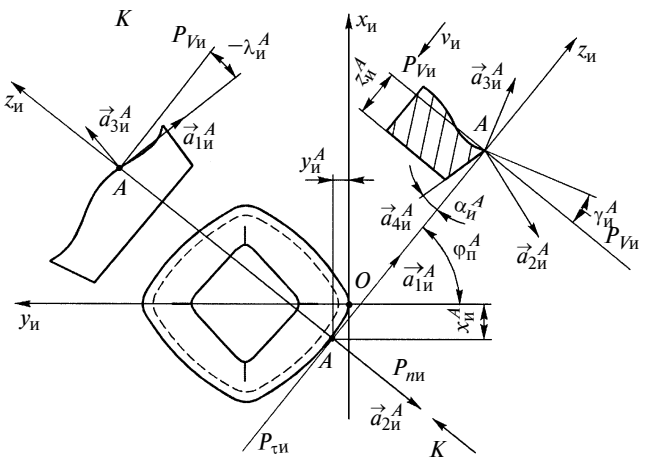


Рис. 3

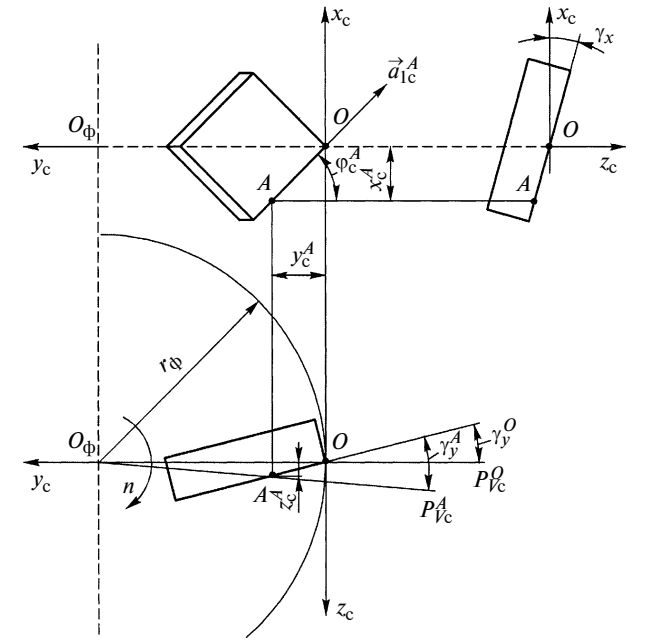


Рис. 4

(2), (3), (6), (9) и делается вывод о работоспособности полученной конструкции резца с СМП.

Расчет геометрических параметров всех существующих конструкций фрезерных инструментов с механическим креплением СМП можно свести к расчету геометрии торцевой части фрезы и расчету геометрии цилиндрической части фрезы. Если первая задача актуальна для торцевых фрез с СМП и торцевой части концевых сборных фрез, то вторая решается при геометрическом анализе цилиндрических фрез и цилиндрической части концевых фрез.

На рис. 3 показана СМП сборной фрезы в ИСК. За начало отсчета принята точка O, находящаяся на наибольшем диаметре фрезы, хотя она может и не принадлежать к рабочему участку режущей кромки. Через точку A, в которой нас интересует геометрия лезвия фрезы, по аналогии со сборным резцом (см. рис. 2) проводятся три координатных плоскости: инструментальная основная $P_{V\text{и}}$, инструментальная резания $P_{\tau\text{и}}$ и инструментальная главная секущая $P_{n\text{и}}$.

В ССК (рис. 4) через начало координат O проводятся: ось $Ox_{\text{с}}$, направленная параллельно оси вращения фрезы, ось $Oy_{\text{с}}$, задающая радиальное направление, и ось $Oz_{\text{с}}$, касательная к наружной окружности фрезы (правая система декартовых координат). В точке O СМП наклонена на осевой угол γ_x и радиальный угол γ_y, которые играют ту же роль, что фронтальный и профильный углы на сборных резцах.

Особенность расчета геометрических параметров вращающихся инструментов с СМП заключается в том, что в зависимости от положения текущей точки A относительно оси инструмента изменяется положение основной плоскости $P_{V\text{с}}$ (см. рис. 4), которая согласно ГОСТ 25762—83 проходит через ось фрезы или сверла и точку A. Поэтому, если осевой угол γ_x постоянен для всего лезвия, то радиальный угол γ_y необходимо рассчитывать для каждой точки. По теореме синусов из $\Delta O_{\text{ф}}OA$ имеем:

$$\sin\gamma_y^A = \sin\gamma_y^O r_{\text{ф}}/r_A, \qquad (15)$$

где γ_y^O — радиальный угол в начале координат; $r_{\text{ф}}$ и r_A — радиусы фрезы и текущей точки A соответственно.

В свою очередь

$$r_A = \sqrt{z_{\text{с}}^2 + (r_{\text{ф}} - y_{\text{с}}^A)^2}, \qquad (16)$$

где $z_{\text{с}}^A$ и $y_{\text{с}}^A$ — статические координаты точки A.

При решении прямой задачи для фрезы в качестве исходных данных необходимо конструктивно задать: 1) углы ориентации СМП в корпусе фрезы в начале координат (в точке O): γ_x^O и γ_y^O; 2) полную форму СМП и ее ориентацию в ИСК, для чего задаются параметры точки A: $x_{\text{и}}^A$, $y_{\text{и}}^A$, $z_{\text{и}}^A$ — текущие кординаты в ИСК; $\varphi_{\text{и}}^A$ — угол в плане в ИСК; $\lambda_{\text{и}}^A$ — угол наклона режущей кромки; $\alpha_{\text{и}}^A$ и $\gamma_{\text{и}}^A$ — задний и передний углы на СМП.

Указанные параметры задаются стандартным способом, а именно: $\varphi_{\text{и}}^A$ — угол между инструментальной плоскостью резания $P_{\tau\text{и}}$ и направлением подачи фрезы (противоположно координате $y_{\text{и}}$); $\alpha_{\text{и}}^A$ и $\gamma_{\text{и}}^A$ — в инструментальной главной секущей плоскости $P_{n\text{и}}$; $\lambda_{\text{и}}^A$ — на виде K (см. рис. 3) в соответствии с правилом знака.

Такой способ задания исходных данных позволяет учесть любую форму СМП из имеющихся в каталогах ведущих инструментальных фирм. Так, если режущая кромка плоская и параллельна основанию СМП, то $\lambda_{\text{и}}^A = 0$ во всех точках режущей

кромки. При $\alpha_и^A = 0$ имеем СМП без заднего угла, а при $\gamma_и^A = 0$ — пластину без стружечных канавок (с плоской передней поверхностью). Необходимо определить (см. рис. 4): 1) координаты точки A в статической системе координат; 2) статический угол $\varphi_с^A$ в плане; 3) статический угол $\lambda_с^A$ наклона лезвия; 4) статический передний угол $\gamma_с^A$; 5) статический задний угол $\alpha_с^A$.

Аналогично формулам (1) статические координаты точки A равны [4]:

$$\left.\begin{aligned} x_с^A &= x_и^A \cos\gamma_x^O - z_и^A \sin\gamma_x^O; \\ y_с^A &= -x_и^A \sin\gamma_x^O \sin\gamma_y^A + y_и^A \cos\gamma_y^A - \\ &\quad - z_и^A \cos\gamma_x^O \sin\gamma_y^A; \\ z_с^A &= x_и^A \sin\gamma_x^O \cos\gamma_y^A + y_и^A \sin\gamma_y^A + \\ &\quad + z_и^A \sin\gamma_x^O \cos\gamma_y^A, \end{aligned}\right\} \quad (17)$$

где γ_y^A определяется по формуле (15).

Принципиальный подход к определению геометрических параметров в произвольной точке режущей кромки сборной фрезы остается таким же, как и для сборного резца. На основе векторной алгебры с использованием формул (17) преобразования координат для СМП произвольной формы были получены выражения для искомых статических углов:

угла в плане

$$\operatorname{tg}\varphi_с^A = \frac{\sin\varphi_и^A \cos\gamma_x^O + \operatorname{tg}\lambda_и^A \gamma_x^O}{\sin\varphi_и^A \sin\gamma_x^O \sin\gamma_y^A + \cos\varphi_и^A \cos\gamma_y^A - \operatorname{tg}\lambda_и^A \cos\gamma_x^O \sin\gamma_y^A}; \quad (18)$$

угла наклона кромки

$$\sin\lambda_с^A = \cos\lambda_и^A (\cos\varphi_и^A \sin\gamma_y^A - \\ - \sin\varphi_и^A \sin\gamma_x^O \cos\gamma_y^A) + \sin\lambda_и^A \cos\gamma_x^O \cos\gamma_y^A; \quad (19)$$

главного заднего угла

$$\sin\alpha_с^A = -\sin\mu \sin\nu (\cos\alpha_x \sin\gamma_x^O \cos\gamma_y^A + \\ + \cos\alpha_y \sin\gamma_y^A + \cos\alpha_z \cos\gamma_x^O \cos\gamma_y^A), \quad (20)$$

где $\cos\alpha_x = -\sin\lambda_и^A \sin\alpha_и^A \sin\varphi_и^A - \cos\lambda_и^A \cos\alpha_и^A \cos\varphi_и^A$;

$\cos\alpha_y = \sin\lambda_и^A \sin\alpha_и^A \cos\varphi_и^A - \cos\lambda_и^A \cos\alpha_и^A \sin\varphi_и^A$;

$\cos\alpha_z = -\cos\lambda_и^A \sin\alpha_и^A$;

$\sin\nu = \sqrt{1 - \sin^2\lambda_и^A \cos^2\alpha_и^A}$; $\sin\mu = \sqrt{1 - \cos^2\mu}$;

$\cos\mu = \sin\nu(\sin\varphi_с^A \cos\beta_x - \cos\varphi_с^A \cos\beta_y)$;

$\cos\beta_x = \cos\alpha_x \cos\gamma_x^O - \cos\alpha_z \sin\gamma_x^O$;

$\cos\beta_y = -\cos\alpha_x \sin\gamma_x^O \sin\gamma_y^A + \cos\alpha_y \cos\gamma_y^A - \\ - \cos\alpha_z \cos\gamma_x^O \sin\gamma_y^A$;

главного переднего угла

$$\sin\gamma_с^A = (\cos\varphi_с^A \cos\beta_x + \sin\varphi_с^A \cos\beta_y) \sin\xi \sin\varepsilon, \quad (21)$$

где $\cos\beta_x = \cos\alpha_x \cos\gamma_x^O - \cos\alpha_z \sin\gamma_x^O$;

$\cos\beta_y = -\cos\alpha_x \sin\gamma_x^O \sin\gamma_y^A + \cos\alpha_y \cos\gamma_y^A - \\ - \cos\alpha_z \cos\gamma_x^O \sin\gamma_y^A$;

$\sin\varphi_с^A = \dfrac{\operatorname{tg}\varphi_с^A}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\varphi_с^A}}$; $\cos\varphi_с^A = \dfrac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\varphi_с^A}}$;

$\cos\alpha_x = \cos\lambda_и^A \sin\gamma_и^A \cos\varphi_и^A + \sin\lambda_и^A \cos\gamma_и^A \sin\varphi_и^A$;

$\cos\alpha_y = \cos\lambda_и^A \sin\gamma_и^A \sin\varphi_и^A - \sin\lambda_и^A \cos\gamma_и^A \cos\varphi_и^A$;

$\cos\alpha_z = \cos\lambda_и^A \cos\gamma_и^A$;

$\sin\xi = \sqrt{1 - \sin^2\lambda_и^A \sin^2\gamma_и^A}$; $\sin\varepsilon = \sqrt{1 - \cos^2\varepsilon}$;

$\cos\varepsilon = (\sin\varphi_с^A \cos\beta_x - \cos\varphi_с^A \cos\beta_y)\sin\xi$.

Для самой простой формы СМП, у которой $\lambda_и = \gamma_и = \alpha_и = 0$, формулы (18)—(21) имеют вид:

$$\operatorname{tg}\varphi_с^A = \frac{\operatorname{tg}\varphi_и^A \cos\gamma_x^O}{\operatorname{tg}\varphi_и^A \sin\gamma_x^O \sin\gamma_y^A + \cos\gamma_y^A};$$

$$\sin\lambda_с^A = \cos\varphi_и^A \sin\gamma_y^A - \sin\varphi_и^A \sin\gamma_x^O \cos\gamma_y^A;$$

$$\sin\alpha_с^A = \cos\varphi_и^A \sin\gamma_x^O \cos\gamma_y^A + \\ + \sin\varphi_и^A \sin\gamma_y^A \sqrt{1 - [\sin\varphi_с^A \cos\varphi_и^A \cos\gamma_x^O + \\ + \cos\varphi_с^A (\cos\varphi_и^A \sin\gamma_x^O \sin\gamma_y^A - \sin\varphi_и^A \sin\gamma_y^A)]^2};$$

$$\sin\gamma_с^A = -(\cos\varphi_с^A \sin\gamma_x^O + \sin\varphi_с^A \cos\gamma_x^O \sin\gamma_y^A) \times \\ \times \sqrt{1 - (\cos\varphi_с^A \cos\gamma_x^O \sin\gamma_y^A - \sin\varphi_с^A \sin\gamma_y^A)^2}.$$

Геометрические параметры цилиндрической части сборных фрез с механическим креплением СМП определяются по аналогичным формулам, в которые необходимо подставить условие $\varphi_и^A = 90°$.

Статические геометрические параметры в произвольной точке лезвия сборных сверл определяются по известной форме СМП с учетом ее ориентации в корпусе. За начало отсчета, как и для фрез, принимается вершина O (рис. 5, *а*), в которой скорость резания максимальна. Станочные оси координат xyz имеют следующие направления относительно инструмента: Ox — вдоль оси сверла; Oy —

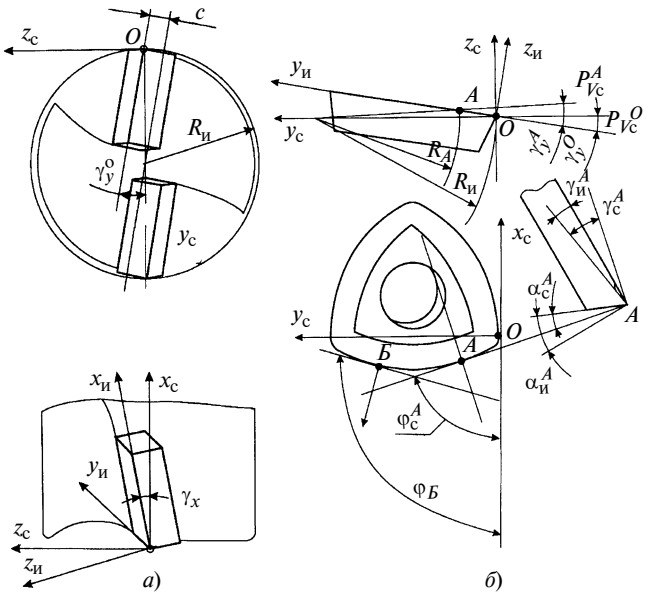


Рис. 5

по радиусу; Oz — по касательной к диаметру. Ориентация СМП в корпусе задана двумя углами: осевым γ_x^O и радиальным γ_y^O, положительные значения которых показаны на рис. 5. В отличие от угла γ_x^O, имеющего одно и то же значение для всех точек главной режущей кромки, величина угла γ_y также зависит от радиуса в текущей точке A и определяется по формуле (15).

На рис. 5, *б* показана СМП сборного сверла в ССК. Формулы преобразования координат для этого вида инструмента совпадают с выражениями (17). В то же время в связи с тем, что подача здесь направлена вдоль оси сверла, формулы для расчета геометрических параметров имеют другой вид по сравнению с аналогичными выражениями для фрез с СМП. Так как в работе [7] авторами приведен полный анализ геометрии сверл с СМП, то ограничимся здесь лишь сводкой формул для случая $\lambda_и = 0$, т. е. когда кромка СМП параллельна основанию:

$$\mathrm{tg}\varphi_с^A = -\frac{\sin\gamma_x^O \sin\gamma_y^A + \mathrm{tg}\varphi_и^A \cos\gamma_y^A}{\cos\gamma_x^O};$$

$$\sin\lambda_с^A = \sin\varphi_и^A \sin\gamma_y^A - \cos\varphi_и^A \sin\gamma_x^O \cos\gamma_y^A;$$

$$\sin\alpha_с^A = \cos\alpha_и^A(\sin\varphi_и^A \sin\gamma_x^O \cos\gamma_y^A + \cos\varphi_и^A \sin\gamma_y^A) + \\ + \sin\alpha_и^A \cos\gamma_x^O \cos\gamma_y^A;$$

$$\sin\gamma_с^A = -\cos\gamma_и^A(\cos\varphi_и^A \sin\gamma_y^A + \sin\varphi_и^A \sin\gamma_x^O \cos\gamma_y^A) + \\ + \sin\gamma_и^A[\sin\gamma_x^O \cos\gamma_x^O \sin\gamma_y^A(\sin\varphi_и^A \cos\varphi_и^A - \cos^2\varphi_и^A) - \\ - \cos\gamma_x^O \cos\gamma_y^A(\sin\varphi_и^A \cos\varphi_и^A + \cos^2\varphi_и^A)].$$

Обратная задача как для фрезы, так и для сверла имеет то же решение, что и для сборного резца, за исключением того, что для фрезы с СМП в формулах (11) и (12) выражение для $\cos\beta_y$ имеет несколько иной вид:

$$\cos\beta_y = (\cos\lambda_с \sin\gamma_с \sin\varphi_с + \sin\lambda_с \cos\gamma_с \cos\varphi_с) \times \\ \times \sqrt{1 - \sin^2\lambda_с \sin^2\gamma_с}.$$

Таким образом, приведенные в данной статье системы расчетных формул позволяют проводить дискретный геометрический анализ всей номенклатуры инструментов со сменными многогранными пластинами и на этой основе осуществлять целенаправленное совершенствование их конструкций. Полученные выражения адаптированы для компьютерных расчетов и являются основой математического обеспечения специализированной САПР сборных режущих инструментов. Достоверность предложенных формул проверялась путем соответствующих расчетов и геометрическим анализом некоторых изготовляемых в настоящее время инструментов с СМП по заказу ряда инструментальных предприятий страны [7].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Петрушин С. И.** Геометрия резцов, оснащенных неперетачиваемыми пластинами с плоской передней поверхностью // Сб. науч. тр. "Прогрессивные технологические процессы в машиностроении. Кемерово: Изд-во КузПИ, 1976. С. 97—100.

2. **Петрушин С. И.** Расчет геометрических параметров резцов с многогранными пластинами // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1978. № 1. С. 166—172.

3. **Петрушин С. И.** Математическое обеспечение САПР режущих инструментов с многогранными пластинами // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1989. № 3. С. 126—128.

4. **Петрушин С. И.** Основы формообразования резанием лезвийными инструментами: Учебное пособие. Томск: Изд-во НТЛ, 2004. 204 с.

5. **Малышко В. Ю.** Заточка оптимальных углов на резцах // Вестник машиностроения. 1982. № 5. С. 56—59.

6. **Петрушин С. И., Губайдулина Р. Х.** Методика определения геометрических параметров сборных металлорежущих инструментов // Успехи современного естествознания. 2007. № 8. С. 90, 91.

7. **Петрушин С. И., Баканов А. А., Махов А. В.** Геометрический и силовой анализ сборных сверл со сменными многогранными пластинами // Технология машиностроения. 2007. № 10. С. 27—30.

УДК 621.941.1:539.771

С. И. ВЕТРОВ (ОАО "Красный пролетарий"),
П. М. ЧЕРНЯНСКИЙ, д-р техн. наук, В. В. ШАБАНОВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Оптимизация координат зоны резания токарных станков

Изложена методика расчета координат зоны резания с целью повышения точности токарных станков.

Ключевые слова: давление, жесткость, точность станков.

A calculation technique of cutting area coordinates, aimed at accuracy improvement of the turning lathes, is stated.

Keywords: pressure, rigidity, lathes accuracy.

Проблема жесткости станков с ЧПУ является весьма актуальной. Жесткость станков непосредственно влияет на точность обработки [1], оказывает влияние на их виброустойчивость [2] и др. При компоновке станков актуальна проблема обоснования рабочего пространства, в пределах которого осуществляется формообразование поверхностей. В рабочем пространстве проявляются силовые воздействия и качественные характеристики станков — точность, жесткость и др. [3]. Одна из частных задач компоновки — оптимизация координат зоны резания относительно направляющих каретки станка, решается, исходя из условия распределения давления в стыках.

При равномерном распределении нормальных давлений в стыках детали смещаются по нормали к поверхности на минимальную величину. При неравномерном распределении давлений к смещениям по нормали добавляются смещения от поворота (перекоса) деталей. При больших размерах базовых деталей станков (станин, корпусов, плит и др.) локальные смещения в контакте деталей в зоне резания существенно увеличиваются, достигая десятков микрометров. Оптимальным конструктивным решением будет такое, при котором давления в стыках, в том числе и в направляющих, будут по возможности равномерными.

Для решения задачи используем универсальный метод расчета давлений, разработанный в МГТУ им. Н. Э. Баумана [3]. Он пригоден для любых форм опорной поверхности, в том числе для прямолинейных и круговых направляющих. Расчет легко формализуется. Задача решается как статически определимая на основании трех уравнений. В основе расчета лежат два общепринятых условия: 1) эпюра давлений ограничена прямой линией или плоскостью; 2) давление p в каждой точке плоскости стыка пропорционально величине нормальной деформации z в той же точке: $p = kz$.

Из условия 1 следует, что ординаты эпюры реакции основания ограничены плоскостью:

$$z = Ax + By + D. \qquad (1)$$

Тогда из условия 2 и уравнения (1) можно записать уравнение давлений для любой точки направляющих каретки в общем виде:

$$p = k(Ax + By + D), \qquad (2)$$

где z — нормальные контактные смещения по опорной поверхности стыка; x и y — координаты направляющих каретки; A, B и D — постоянные коэффициенты, характеризующие равномерность распределения давлений по опорной поверхности; k — коэффициент пропорциональности, характеризующий жесткость стыка; p — давление.

Для решения уравнения (2) необходимо найти значения постоянных коэффициентов A, B и D. Для этого составляем три уравнения статики:

1) сумма проекций внешних сил на ось z уравновешивается реакцией основания на площади Q (под площадью Q понимается вся опорная поверхность):

$$\Sigma F_z = k\int\limits_Q\int (Ax + By + D)\mathrm{d}x\mathrm{d}y; \qquad (3)$$

2) сумма моментов внешних сил относительно оси x уравновешивается моментом сил реакции основания относительно той же оси по площади Q:

$$\Sigma M_x = k\int\limits_Q\int (Ax + By + D)y\mathrm{d}y\mathrm{d}x; \qquad (4)$$

3) сумма моментов внешних сил относительно оси y уравновешивается моментом сил реакции основания относительно той же оси по площади Q:

$$\Sigma M_y = k\int\limits_Q\int (Ax + By + D)x\mathrm{d}x\mathrm{d}y. \qquad (5)$$

Постоянные коэффициенты A, B, D находим из совместного решения уравнений (3)—(5).

Расставим пределы интегрирования в уравнении (3) для каретки шириной c и длиной l, шириной направляющих a и b:

$$\Sigma F_z = k\left[\int\limits_0^a\int\limits_0^1 (Ax + By + D)\mathrm{d}x\mathrm{d}y + \right.$$
$$\left. + \int\limits_{c-b}^{c}\int\limits_0^1 (Ax + By + D)\mathrm{d}x\mathrm{d}y\right].$$

После решения и преобразования последнего уравнения получим в окончательном виде сумму сил, спроецированных на ось y:

$$\Sigma F_z = kl\left[A\frac{a^2 - b^2 + 2bc}{2} + (a + b)\left(B\frac{1}{2} + D\right)\right]. \qquad (6)$$

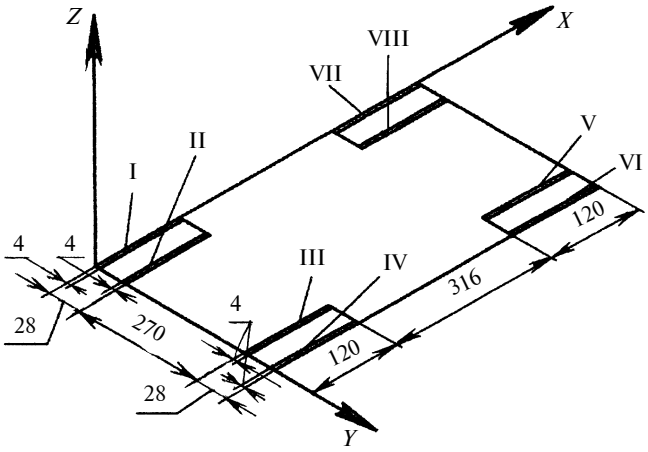


Рис. 1. Области интегрирования I÷VIII

Проделав те же операции с уравнениями (4) и (5), приведем их соответственно к виду:

$$\Sigma M_x = kl^2\left[A\frac{a^2-b^2+2bc}{4} + \frac{a+b}{2}\left(B\frac{2l}{3} + D\right)\right]; \quad (7)$$

$$\Sigma M_y = kl\left[A\frac{a^3+b^3+3bc(c-b)}{3} + \right.$$

$$\left. + \frac{a^2-b^2+2bc}{2}\left(B\frac{1}{2} + D\right)\right]. \quad (8)$$

Совместное решение уравнений (6)—(8) позволяет определить давление в любой точке опорной поверхности. Для примера ниже решается задача оптимизации координат зоны резания относительно направляющих каретки станка ОАО КП мод. МК7702 с использованием MATHCAD.

Под зоной резания будем понимать площадь контакта инструмента с заготовкой, в пределах которой действуют силы резания. В качестве опорной поверхности принимаются направляющие каретки станка. Начало координат совмещено с одним из углов направляющих каретки (рис. 1). Оптимальное положение зоны резания соответствует равномерному распределению давления в направляющих. На расчетной схеме должны быть указаны действующие силы и их координаты. В данном случае это: сила веса каретки $G_к = 1814$ Н, револьверной головки $G_г = 735$ Н, диска револьверной головки $G_д = 1080$ Н, двигателя $G_{дв} = 176{,}6$ Н и силы резания $P_z = 12500$ Н, $P_x = 0{,}5P_z = 6{,}25 \cdot 10^3$ Н, $P_y = 0{,}25\ P_z = 3{,}125 \cdot 10^3$ Н (силы резания взяты из типового расчета ОАО КП).

Находим суммарные силы и моменты:

1) сумма внешних сил, спроектированных на ось z

$$\Sigma F_z = G_к + G_г + G_{дв} + G_д + P_z\cos\left(\frac{\pi}{6}\right) -$$

$$- P_y\cos\left(\frac{\pi}{3}\right) = 1{,}307 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

2) сумма моментов внешних сил относительно оси x

$$\Sigma M_x = G_к 73 + G_г(y_1 - 226) + G_{дв}297 +$$

$$+ G_д(y_1 - 211) + P_z\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)|y_1| - P_y\cos\left(\frac{\pi}{6}\right)|z_1| -$$

$$- P_y\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)|y_1| = 8{,}57 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

3) сумма моментов внешних сил относительно оси y

$$\Sigma M_y = -G_к 278 - G_г(x_1 + 345) - G_{дв}278 -$$

$$- G_д(x_1 - 157) + P_z\cos\left(\frac{\pi}{6}\right)|x_1| - P_y\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)|x_1| -$$

$$- P_x\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)|z_1| = -2{,}62 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Пределы интегрирования назначаются с учетом конструкции танкеток. Давление распределятся только на участках контакта тел качения с направляющими. Таких участков восемь (каждая танкетка имеет два участка контакта): I, ..., VIII (см. рис. 1) Каждому участку соответствуют свои пределы интегрирования.

Так как опорные поверхности наклонены относительно базовой плоскости, в расчете принимают приведенную ширину: $B_{пр} = B\cos(\alpha) = 8\cos 45° = 4$ мм, где α — угол между опорными поверхностями и координатной плоскостью. Пределы интегрирования для всех участков указаны в таблице.

Составим три уравнения статики с учетом пределов интегрирования по каждому участку. Сумма внешних сил, спроецированных на ось z, равна сумме реактивных сил, спроецированных на ту же ось:

$$\Sigma F_z = k\left[\int_0^{120}\int_0^{4}(Ax + By + D)\mathrm{d}x\mathrm{d}y + \right.$$

$$+ \int_0^{120}\int_{24}^{28}(Ax + By + D)\mathrm{d}x\mathrm{d}y + \int_0^{120}\int_{298}^{302}(Ax + By + D)\mathrm{d}x\mathrm{d}y +$$

Пределы интегрирования	Величина предела для участка контакта							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
$\alpha_i(x)$	0	0	0	0	436	436	436	436
$\beta_i(x)$	120	120	120	120	556	556	556	556
$\gamma_i(y)$	0	24	298	322	298	322	0	24
$\delta_i(y)$	4	28	302	326	302	326	4	28

Примечание. $\alpha_i(x)$ и $\beta_i(x)$ — нижний и верхний пределы интегрирования по оси x; $\gamma_i(y)$ и $\delta_i(y)$ —соответственно по оси y.

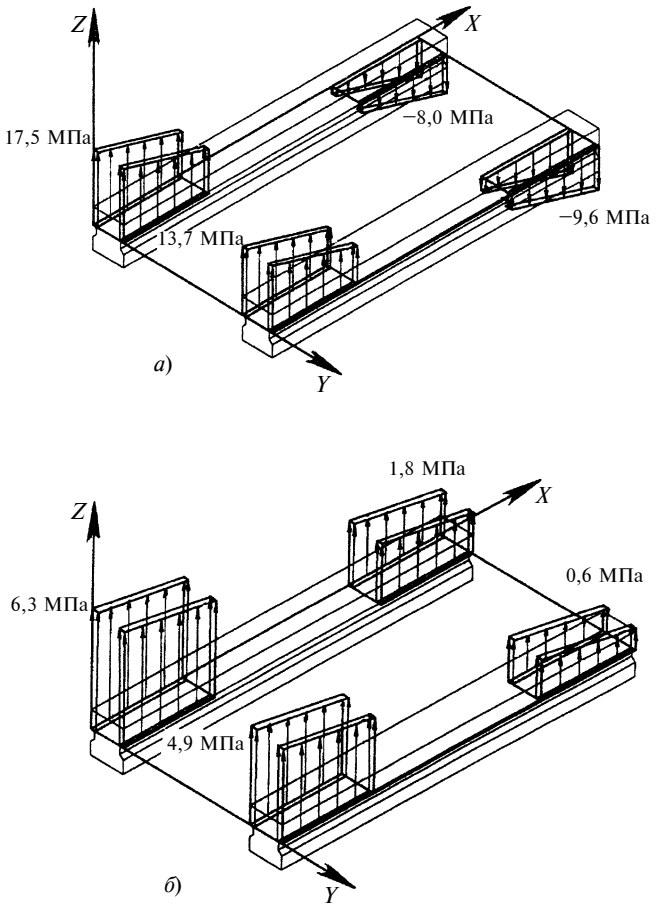


Рис. 2. Эпюры давления в направляющих станка старой (*а*) и новой (*б*) конструкции

$$+ \int_{0}^{120} \int_{322}^{326} (Ax + By + D)\mathrm{d}x\mathrm{d}y +$$

$$+ \int_{436}^{556} \int_{298}^{302} (Ax + By + D)\mathrm{d}x\mathrm{d}y + \int_{436}^{556} \int_{322}^{326} (Ax + By +$$

$$+ D)\mathrm{d}x\mathrm{d}y + \int_{436}^{556} \int_{0}^{4} (Ax + By + D)\mathrm{d}x\mathrm{d}y +$$

$$+ \int_{436}^{556} \int_{24}^{28} (Ax + By + D)\mathrm{d}x\mathrm{d}y \Big]. \qquad (9)$$

Аналогично суммы моментов внешних сил ΣM_x и ΣM_y относительно осей x и y приравниваются к суммам моментов реактивных сил. Пределы интегрирования сохраняются те же, что и в уравнении (9).

Величина контактной жесткости стыка выбирается в зависимости от материала и способа обработки [4]: $k = 0{,}5 \cdot 10^3$ Н/мм^3.

Совместным решением уравнения (9) и уравнений сумм моментов внешних сил ΣM_x и ΣM_y относительно осей x и y находим коэффициенты A, B, D и получаем в численном виде уравнение давлений в направляющих:

$$p(x, y) = \\ = k(Ax + By + D) = 0{,}5 \cdot 10^3(-1{,}107 \cdot 10^{-4}x - \\ - 2{,}968 \cdot 10^{-5}y - 0{,}033). \qquad (10)$$

Для построения эпюры достаточно знать давления в четырех крайних точках (рис. 2). Давление находится подстановкой координат точки в уравнение (10):

$$x = 0; \quad y = 0, \quad p(x, y) = 17{,}553 \text{ МПа};$$

$$x = 0; \quad y = 326, \quad p(x, y) = 13{,}715 \text{ МПа};$$

$$x = 556, \; y = 326, \; p(x, y) = -9{,}653 \text{ МПа};$$

$$x = 556, \; y = 0, \quad p(x, y) = -8{,}001 \text{ МПа}.$$

Как видно из рис. 2, *а*, эпюра давлений изменяется от положительных до отрицательных значений, что свидетельствует о потере точности обработки вследствие перекоса конструкции.

Основное влияние на точность обработки оказывает смещение Δ_c инструмента по нормали к обработанной поверхности (рис. 3, *а*), которое находим через контактное нормальное смещение в крайних точках направляющих a_z, b_z и габаритные размеры y_1, z_1:

$$\Delta_c = \alpha z_1 = \frac{(b_z - a_z)z_1}{y_1} = 0{,}116 \text{ мм}. \qquad (11)$$

При этом силу нагрузки на тело качения определяем как произведение шага расположения тел

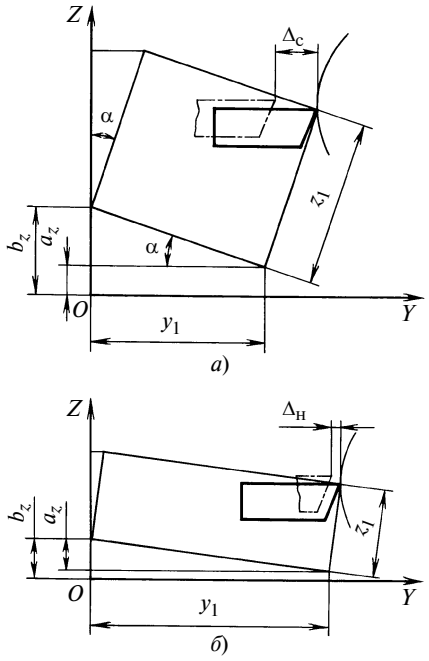


Рис. 3. Схемы расчета смещений резца по нормали к поверхности обработки для станка старой (*а*) и новой (*б*) конструкции

качения на среднее погонное давление в пределах шага. Большое смещение Δ_c инструмента вызвано большой неравномерностью распределения давлений на опорной поверхности.

Из анализа конструкции и баланса силовых смещений для уменьшения смещения Δ_c предлагается зону резания сместить в точку с координатами $x = -100$ мм, $y = 500$ мм и $z = 250$ мм. При этом изменятся и координаты сил веса.

Повторяя расчет, установили, что распределение давления выровнялось (см. рис. 2, *б*). В результате смещение инструмента по нормали к поверхности обработки снизилось до $\Delta_н = 0{,}013$ мм (рис. 3, *б*). Точность обработки повысилась.

Таким образом, используя рациональную компоновку направляющих без изменения величин сил резания, можно в несколько раз снизить влияние контактных деформаций суппортной группы на смещение инструмента и тем самым повысить жесткость и точностную надежность станка с ЧПУ.

Данная методика является универсальной. Она внедрена в ОАО "Красный Пролетарий" и позволяет определить изменения жесткости и точности обработки в рамках рабочего пространства станка; оптимальные координаты расположения инструментальных стоек на токарных станках с линейной наладкой, расположение револьверных головок на поперечных суппортах и др.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Атапин В. Г.** Расчет жесткости базовых деталей тяжелых станков с учетом жесткости обрабатываемой детали // Вестник машиностроения. 2008. № 5. С. 50—52.
2. **Кирилин Ю. В., Еремин Н. В.** Аналитическое исследование виброустойчивости станков // СТИН. 2005. № 6.
3. **Чернянский П. М., Распопова Н. П.** Расчет давлений в сопряжениях деталей технологического оборудования // СТИН. 1999. № 5.
4. **Левина З. М., Решетов Д. Н.** Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.

УДК 658.515.011

А. Е. УШАКОВ (ОАО "Русские машины", г. Москва)

Подача материалов на сборочный конвейер по фиксированному объему

Рассмотрен метод подачи материалов на сборочный конвейер по фиксированному объему на основе визуального табло заказов в сравнении с методом подачи по фиксированному времени на основе канбан-карт. Приведены примеры расчета.

Ключевые слова: конвейер, подача, фиксированный объем, фиксированное время, такт, цикл, канбан-карта, загрузка, транспортировщик, контейнер.

The method of feed-motion of the materials on an assembly conveyor per fixed volume on the basis of visual order panel is considered in comparison with that per a fixed time based on the Kanban-charts. Calculation examples are presented.

Keywords: conveyor, feed-motion, fixed volume, fixed time, tact, cycle, Kanban-chart, charging, ferryman, container.

Подача материалов на сборочный конвейер осуществляется двумя способами: по фиксированному времени и по фиксированному объему. На российских предприятиях, как правило, применяют подачу материалов по фиксированному времени. Такой способ применяется при подаче некрупных деталей, которые можно уложить по несколько штук в контейнер с учетом ограничений по весу так, чтобы транспортировщик мог перемещать этот контейнер в течение всей смены.

Начало цикла работы транспортировщика — склад, где материал укладывается в тележку, на которой подвозится к рабочему месту, и выкладывается, а транспортировщик забирает контейнеры с канбан-картами и перемещает их на склад на позицию начала цикла. Канбан (япон. "наряд-заказ") — система управления производством и снабжением, разработанная фирмой "Toyota" с использованием методов логистики. Канбан-карта содержит всю необходимую информацию о детали, за которой она закреплена: наименование, обозначение, изображение, число в контейнере, порядковый номер в системе, общее число расходуемых деталей, номер места хранения на складе и рабочем месте и т. д. Для следующего цикла транспортировщик набирает только те материалы, канбаны которых он только что собрал. В этом случае время цикла должно быть неизменным, т. е. фиксированным, а количество подаваемого материала можно менять.

Транспортировщик должен подавать детали на конвейер через равные промежутки времени, однако в процессе работы возможны отклонения по времени. Поэтому для работы транспортировщика устанавливают два параметра: *время такта* и *время цикла*. По первому параметру рассчитывают число канбан-карт в системе. Время цикла — фактическое время, за которое транспортировщик доставляет необходимые детали и возвращается в начало цикла. Время цикла может быть как меньше, так и больше времени такта. Транспортировщику необходимо выбрать деталь из числа тех, которые он развозит, причем расходоваться должен всего один канбан с этой деталью за целое число тактов транспортировки. Если транс-

Таблица 1

Деталь	$C_п$	B	$T_д$	$П_и$	$T_т$	$T_з$	$T_в$	N	$N_к$	$T_{тр}$	$З_т$, %	$З_в$
A	100	5	2,0	1,0	1,0	5,0	5,0	20,0	2,0	40	40	0
B	100	10	2,0	1,0	1,0	5,0	10,0	10,0	1,5	20	20	0
C	100	5	1,0	1,0	1,0	5,0	5,0	20,0	2,0	20	20	0
			$\Sigma T_д = 5{,}0$							$\Sigma T_{тр} = 80$	$\Sigma З_т = 80$	$T_к = 0$

портировщик подходит к рабочему месту, а на нем еще не установлен соответствующий канбан в ящик заказа, это означает, что в течение предыдущего цикла транспортировки конвейер стоял. Транспортировщик не может по времени определить, стоял конвейер или нет, так как конвейер показывает простой линии накопительным итогом, а часы транспортировщика не фиксируют простой, так как они не связаны с конвейером (хотя последнее лишь дело техники). В любом случае использование канбана для определения состояния — беззатратный и самый простой способ. Если канбан еще не поступил на стол заказа, то транспортировщик должен находиться у рабочего места и ждать. Таких канбанов может быть несколько, но достаточно и одного. Если время цикла транспортировщика превышает время его такта, это не может привести к остановке линии, так как при расчете числа канбан-карт в системе это учитывается.

Преимущество способа подачи материалов по фиксированному времени заключается в том, что при использовании бумажного (картонная карточка) или тарного (контейнер) канбанов подача материалов происходит по тянущей системе, т. е. по такой системе организации производства, в которой детали и полуфабрикаты подаются на следующую технологическую операцию с предыдущей по мере необходимости[1].

[1] **Оно Т.** Производственная система Тойоты. Уходя от массового производства. М.: Институт комплексных стратегических исследований, 2006. 208 с.

Ни оператору, ни транспортировщику не нужно следить за количеством материалов на рабочем месте, они восполняются в соответствии с числом канбанов в системе. В данном случае правильный расчет числа канбанов обеспечивает бесперебойность и гибкость поставки материалов в случае вынужденных остановок конвейера, отклонения в работе транспортировщика, а также вынужденного увеличения или уменьшения скорости движения линии при изменении программы.

Сложность заключается в правильном расчете числа канбанов в системе. Ошибка на один канбан "в плюс" приводит к увеличению материалов на линии, а "в минус" — к остановке линии через несколько циклов работы.

Рассмотрим способ фиксированного объема, применяемый при подаче крупногабаритных или тяжелых деталей, которые можно транспортировать по несколько штук в одной тележке или большом контейнере с помощью транспортировщика или вилочного погрузчика, обслуживающего несколько рабочих мест. Цикл начинается с сигнала, который подается оператором, работающим на конвейере. Когда количество материалов на рабочем месте достигает критической величины, оператор подает сигнал с рабочего места, который дублируется на табло, находящемся на складе или по маршруту транспортировщика. Сигналы на табло располагаются в порядке их поступления. В соответствии с сигналом транспортировщик должен найти на складе полный контейнер с деталями этого наименования и подвести его к рабочему месту. К моменту его прибытия в контейнере, стоящем на рабочем месте, может оставаться одна деталь, несколько деталей, ни одной. Если детали остаются, то транспортировщик перекладывает их в только что привезенный им контейнер, в котором должны иметься незаполненные ячейки. Затем транспортировщик забирает пустую тележку и перемещается на склад к месту начала цикла. На рабочем месте можно установить и два контейнера, если позволяют их размеры и рабочее пространство, чтобы обеспечить оператору доступ к двум контейнерам. В этом случае пустых ячеек в контейнерах предусматривать не надо. Число деталей каждого наименования, подаваемых транспортировщиком на рабочее место по сигналу, пересчитывается каждый раз при изменении плана производства.

Преимущество данного способа по сравнению со способом фиксированного времени заключается в том, что он позволяет сократить площадь рабочего места, в соответствии с которым на рабочем месте пришлось бы делать запас из нескольких контейнеров. Сложность заключается в точном расчете критического запаса материала в контейнере: даже при малой загрузке транспортировщика может возникнуть ситуация, когда он не успеет вовремя подать детали на рабочее место.

Рассмотрим подробнее подачу материалов по фиксированному объему на следующем упрощенном примере (табл. 1). Исходные данные: рабочее время конвейера в сутки $T_{р.к} = 100$ мин (фонд чистого рабочего времени без учета запланированных перерывов); объем производимый конвейером продукции в сутки $V_{пр} = 100$ шт.; вре-

мя такта линии $T_т = T_{р.к}/ V_{пр} =$ $= 1$ мин; на конвейер подаются три детали: А, В, С.

По сигналу транспортировщик берет один контейнер с деталями требуемого наименования, в котором всегда находится одно и то же число деталей. За деталями другого наименования транспортировщик должен вернуться на склад. Вместимость контейнеров (В) для деталей А, В, С разная: $B_А = 5$ шт., $B_В = 10$ шт. и $B_С = 5$ шт. Время доставки их со склада соответственно: $T_{дА} =$ $= 2$ мин, $T_{дВ} = 2$ мин и $T_{дС} =$ $= 1$ мин. Время доставки складывается из времени доставки одного полного контейнера на рабочее место и времени доставки одного пустого контейнера с рабочего места на склад. Детали всех трех наименований используются по 1 шт. на одно изделие.

Периодичность использования рассчитывается по формуле $П_и = (T_{дА} + T_{дВ} + T_{дС})/C_п$, где $C_п$ — суточная потребность. В общем случае в числителе суммируется время ($\Sigma T_д$) доставки по всем деталям, закрепленным за транспортировщиком.

Время такта для каждой детали рассчитывается по формуле $T_т = T_{р.к}/C_п$. В общем случае время такта для каждой детали может отличаться от времени такта конвейера.

Точка заказа $T_з = (1 + K_з) \times$ $\times \Sigma T_д/T_т$, где $K_з$ — количество деталей в процентах, на которое увеличивается критическое число деталей для компенсации отклонений от идеального времени выполнения операции. Точка заказа в данном случае означает номер детали, отсчет ведется от дна контейнера. Когда количество деталей достигает значения точки заказа, оператор подает сигнал транспортировщику о необходимости доставки детали данного наименования. Если точка заказа число дробное, то его следует округлить, увеличив до целого числа (в таблице записаны результаты без округления, дробная часть понадобится для расчета запаса по времени).

Время, через которое контейнер надо восполнить, рассчитывается по формуле $T_в = T_т B$. Вместимость контейнера может иметь временное выражение (время, на которое хватит загрузки).

Число N поставок в сутки определяется отношением $N = T_{р.к}/T_в$, например, если загрузки контейнера хватает на 10 мин работы, а чистого рабочего времени в сутках 100 мин, то число поставок в сутки 10. Таким образом, число поставок показывает сколько раз в среднем за сутки деталь данного наименования будет подаваться транспортировщиком со склада на линию.

Число контейнеров на рабочем месте $N_к = 1 + (T_з/B)$, его значение не обязательно должно быть целым. Остаток от целого числа лишь указывает на то, что понадобится дополнительный контейнер, но в реальности такой момент может и не возникнуть. Например, если $N_к = 2{,}4$, то на рабочем месте необходимо иметь два места для двух контейнеров, и есть вероятность (40 %), что понадобится еще одно место для третьего контейнера.

Время транспортировки деталей в сутки $T_{тр} = T_д N$. Определяется сумма всех транспортировок $\Sigma T_{тр}$.

Загрузка транспортировщика для одной детали $З_т =$ $= (T_{тр}/T_{р.к})100$, а для всех деталей $\Sigma З_т = З_{тА} + З_{тВ} + З_{тС}$. Если $\Sigma З_т > 100$, то транспортировщик не сможет подать все детали. В этом случае надо или увеличить вместимость одного или нескольких контейнеров, или снять из его цикла доставку детали одного наименования.

Запас по времени $З_в = T_т T_з -$ $- \Sigma T_д$ (здесь $T_з$ округляется увеличением), так как если точка заказа число целое, то транспортировщик может задержаться на время такта, потому что в течение такта еще будет расходоваться последняя деталь из привезенной ранее партии; если точка заказа число дробное, то, округляя его до целого, мы добавляем запас по времени, и транспортировщик может задержаться не на время такта, а чуть дольше.

Допустимое время $T_к$ колебаний — минимальное из всех значений запаса по времени. Транспортировщику надо запомнить только это число. Если он получает несколько заказов одновременно, то, выполняя все их последовательно, транспортировщик не должен задерживаться вне цикла на время, большее допустимого времени колебаний. Выполнив все заказы в цепочке, но не завершив полностью большой цикл обращения, появляется время ожидания следующей цепочки последовательных заказов. В этом случае $T_к$ снова можно отсчитывать от прежнего значения.

Рассмотрим математическую модель работы транспортировщика на основе представленного выше примера (рис. 1), из которого видно, что на рабочем месте располагается один контейнер для детали A вместимостью 5 мин, для деталей В и С соответственно $B_В = 10$ мин, $B_С = 5$ мин. Детали не должны располагаться на одном рабочем месте, но для наглядности пусть они будут на одной ветке конвейера. В момент взятия первой детали A из контейнера оператор подает сигнал, на табло транспортировщика зажигается номер заказа, по которому транспортировщик опреде-

Рис. 1

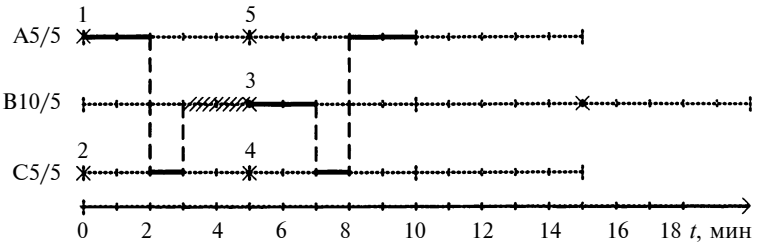


Рис. 2

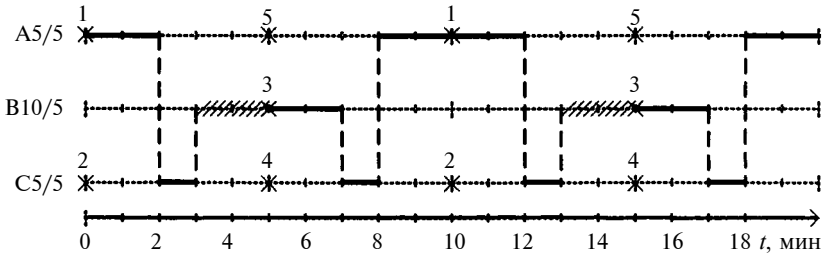


Рис. 3

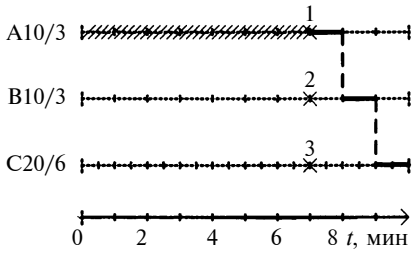


Рис. 4

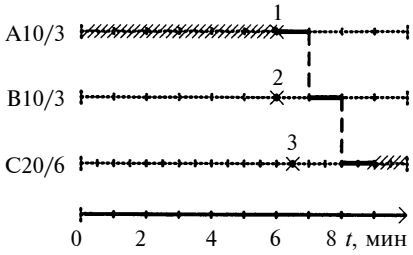


Рис. 5

ляет, какую деталь необходимо поставить, находит эту деталь на складе и осуществляет поставку за 2 мин. Одновременно поступает сигнал о поставке детали С. Какой сигнал поступит раньше, не имеет значения. Это учтено в расчете и определяется операторами — кто из них подаст сигнал раньше. Поставив на линию деталь А, транспортировщик забирает пустой контейнер, из которого оператор выбрал все детали с момента прошлой поставки, везет его на склад, забирает деталь С и доставляет ее на рабочее место. С начала цикла прошло 3 мин, у транспортировщика есть 2 мин на ожидание следующего сигнала. Поступает сигнал-требование на деталь В. Транспортировщик выполняет заказы в порядке поступления.

Транспортировщик, доставив контейнер для детали В, устанавливает его рядом с уже имеющимся, в котором к этому моменту осталось деталей на 3 мин работы. Транспортировщик передвинет точку заказа на позицию, которая отстоит от нулевой точки запаса на 5 мин (рис. 2). То же самое происходит и с остальными деталями. После выполнения третьего заказа транспортировщику надо выполнить четвертый и пятый заказы. После пятого заказа цикл повторяется.

Продолжительность большого цикла составляет 10 мин. Рассмотрим следующие 10 мин цикла (рис. 3). Транспортировщик имеет 2 мин свободного времени, он развозит детали в течение 8 мин, что соответствует 80 % загрузке. Это не означает, что транспортировщик после получения сигнала имеет возможность задержаться на 2 мин. Это может привести к остановке конвейера. Работа транспортировщика отличается от работы оператора тем, что он должен выполнять заказ без колебаний, но имеет запас времени до поступления сигнала. Оператор не может работать со стопроцентной эффективностью, поэтому при расчете точки заказа добавлен коэффициент $K_з$.

Рассмотрим другой пример. Транспортировщик подвозит три детали по фиксированному объему за одно и то же время (1 мин). Такты первых двух деталей одинаковые и равны 1 мин, такт третьей детали 0,5 мин. Поэтому для третьей детали была увеличена вместимость контейнера. Загрузка транспортировщика составила 30 %. Это означает, что он имеет 70 % свободного времени в своем цикле до получения сигнала. Однако после получения сигнала он может опоздать лишь на разрешенное время, которое равно минимальному значению $T_т$ (табл. 2). Схема работы транспортировщика показана на рис. 4.

Несмотря на то, что деталь С поставляется в контейнере по 20 шт., хватит его на те же 10 мин, что и остальных деталей, поэтому длина отрезков (вмести-

Таблица 2

Деталь	$C_п$	B	$T_д$	$П_и$	$T_т$	$T_з$	$T_в$	N	$N_к$	$T_{тр}$	$З_т$, %	$З_в$
A	100	10	1,0	1,0	1,0	3,0	10,0	10,0	1,3	10	10	0
B	100	10	1,0	1,0	1,0	3,0	10,0	10,0	1,3	10	10	0
C	100	20	1,0	0,5	0,5	6,0	10,0	10,0	1,3	10	10	0
			$\Sigma T_д = 3{,}0$							$\Sigma T_{тр} = 30$	$\Sigma З_т = 30$	$T_к = 0$

Таблица 3

Деталь	$C_п$	B	$T_д$	$П_и$	$T_т$	$T_з$	$T_в$	N	$N_к$	$T_{тр}$	$З_т$, %	$З_в$
A	100	10	1,0	1,0	1,0	3,3	10,0	10,0	1,3	10	10	1,0
B	100	10	1,0	1,0	1,0	3,3	10,0	10,0	1,3	10	10	1,0
C	100	20	1,0	0,5	0,5	6,6	10,0	10,0	1,3	10	10	0,5
			$\Sigma T_д = 3{,}0$							$\Sigma T_{тр} = 30$	$\Sigma З_т = 30$	$T_к = 0{,}5$

мость контейнера) на схеме одинакова для всех деталей. Получив первый заказ транспортировщику надо выполнить поставку за 1 мин, так как все три заказа пришли одновременно. После выполнения первого заказа сразу надо везти деталь B, а потом деталь C. Если в цепи этих трех последовательных поставок будет хоть какая-то задержка, то конвейер встанет из-за несвоевременной подачи детали C, т. е. допустимое время колебаний $T_к = 0$ (см. табл. 2).

Если бы точка заказа получилась бы дробным числом, то ее округление до целого числа привело бы к увеличению запаса под точкой заказа, т. е. к появлению свободного времени у транспортировщика. Сделаем перерасчет последнего случая, заложив коэффициент $K_з = 0{,}1$, т. е. 10 % (табл. 3). Точка заказа — дробное число, следовательно, округляем ее, что в итоге дает $T_к = 0{,}5$ мин. Схема работы транспортировщика показана на рис. 5. После выполнения третьего заказа у транспортировщика появилось свободное время — 1 мин. Однако третий сигнал поступил на 0,5 мин позже двух первых, следовательно, от свободного времени в худшем случае останется только 0,5 мин (см. табл. 3). Худшим вариантом будет одновременное поступление заказа по всем деталям.

Обработка материалов без снятия стружки

УДК 621.73

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГУПИ)

Теория осадки малопластичных материалов без обжатия бандажирующих пластичных оболочек

Разработана теория осадки сердечника из малопластичного материала в оболочке из пластичного материала без обжатия последней. Получены все расчетные формулы, необходимые для успешного проектирования технологического процесса такой осадки. Высокие точность и надежность расчетных формул подтверждены сопоставлением с экспериментальными данными.

Ключевые слова: теория осадки сердечника, малопластичный материал, оболочка из пластичного материала.

Yielding theory of a core from low-plastic material in the envelope from plastic material without squeezing of it has been elaborated. All necessary calculation formulae for successful design of the engineering process of such yielding have been obtained. High precision and reliability of these formulae are confirmed by comparison with the experimental data.

Keywords: yielding theory of a core, low-plastic material, plastic envelope.

При осадке сердечника вместе с оболочкой [1] возможно образование зазора, приводящее к появлению трещин в малопластичном материале. При осадке сердечника в пояске [2] разрушение может произойти в незащищенных пояском участках сердечника. Эти недостатки устраняются при осадке сердечника без обжатия бандажирующей оболочки, когда пуансоны воздействуют только на сердечник, который, увеличиваясь в диаметре, растягивает оболочку (рис. 1, *а—в*). Следует, однако, отметить, что из-за увеличения диаметра сердечника в процессе осадки этот способ требует наличия нескольких пуансонов разных диаметров: $d_п$, $d_{п1}$, $d_{п2}$ (см. рис. 1, *а—в*). После относительной деформации примерно на $25 \div 30$ % для дальнейшей осадки необходимо использовать пуансоны большего диаметра.

Принимаем следующие допущения: 1) материал считаем жесткопластическим, а упрочнение учитываем средней по очагу пластической деформации величиной напряжения текучести σ_s; 2) силы контактного трения определяем по закону Зибеля как $\tau_к = \mu\sigma_s$, где μ — коэффициент трения по напряжению текучести.

Анализ будем проводить в величинах напряжений, отнесенных к напряжению текучести σ_{sc} материала сердечника, соответствующему полученной им деформации. Для материала оболочки используем коэффициент

$$k = \sigma_{so}/\sigma_{sc}, \qquad (1)$$

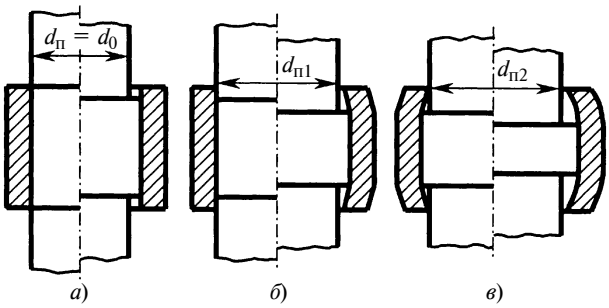


Рис. 1. Схема осадки цилиндрического сердечника без сжатия оболочки

где σ_{so} — напряжение текучести материала оболочки при полученной ею деформации.

Рассмотрим основную расчетную схему (рис. 2).

Расчетные значения геометрических параметров системы, соответствующих моменту окончания процесса осадки, целесообразно определять по начальным размерам, не прибегая к расчетам промежуточных стадий. Поэтому в схеме на рис. 2 под $d_п$ будем понимать диаметр пуансона, соответствующий моменту окончания осадки. Если для осуществления осадки требуется несколько стадий, то $d_п$ будет больше исходного диаметра сердечника d_0.

Изменение диаметра d сердечника в процессе деформации определяется по формуле

$$d = d_0\sqrt{H_0/h}, \qquad (2)$$

а наружного диаметра оболочки по формуле [2]

$$D = \sqrt{D_0^2 - d_0^2 + d^2}. \qquad (3)$$

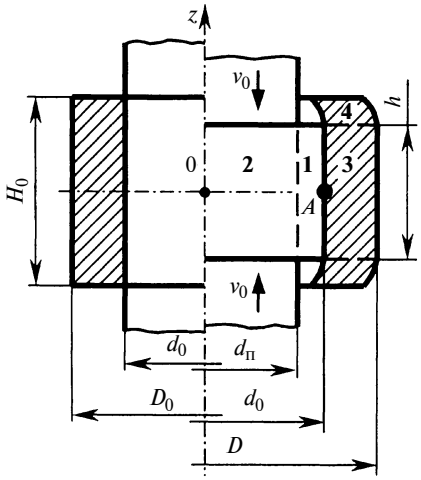


Рис. 2. Расчетная схема осадки без обжатия оболочки

Сначала рассмотрим напряженное состояние оболочки в области **3**, контактирующей с сердечником. Влияние деформации свободных концов оболочки, расположенных в областях **4**, учитывается принятием предельной величины касательных напряжений на границах этих областей с областью **3**.

Подходящую радиальную скорость течения материала в области **3** выберем в виде функции общего вида $v_\rho = \varphi(\rho)$.

Тогда аналогично математическому исследованию радиального выдавливания, выполненному в работе [3], можно показать, что напряженное состояние в области **3** определяется выражениями:

$$\tau_{\rho z} = C_2 z/\rho, \qquad (4)$$

$$\sigma_\rho = (k\beta - C_2)\ln\rho + C_1, \qquad (5)$$

где C_1 и C_2 — произвольные постоянные интегрирования.

Из граничных условий $\tau_{\rho z} = -k\beta/2$ при $z = h/2$, $\rho = d/2$ и $\sigma_\rho = 0$ при $\rho = D/2$ находим:

$$\begin{cases} C_1 = -k\beta\left(1 + \dfrac{d}{2h}\right)\ln\dfrac{D}{2}, \\ C_2 = -k\beta\dfrac{d}{2h}. \end{cases} \qquad (6)$$

Давление, которое оболочка оказывает на сердечник, в соответствии с выражениями (5), (6) при $\rho = d/2$ и $\beta = 1{,}1$ будет:

$$p_o = -1{,}1k\left(1 + \frac{d}{2h}\right)\ln\frac{D}{d}. \qquad (7)$$

Напряженное состояние в области **1** сердечника можно описать выражениями, полученными в работе [3] для аналогичной области при радиальном выдавливании. В частности, радиальное напряжение определяется равенством

$$\sigma_\rho = -1{,}1\ln\frac{d}{2\rho} + C_3,$$

из которого с учетом граничного условия $\sigma_\rho = p_o$ при $\rho = d/2$ находим произвольную постоянную C_3 и получаем, что в области **1**

$$\sigma_\rho = -1{,}1\ln\frac{d}{2\rho} - 1{,}1k\left(1 + \frac{d}{2h}\right)\ln\frac{D}{d}, \qquad (8)$$

а при $\rho = d_п/2$, т. е. на границе с областью **2**,

$$\sigma_{\rho 1} = -1{,}1\ln\frac{d}{d_п} - 1{,}1k\left(1 + \frac{d}{2h}\right)\ln\frac{D}{d}. \qquad (9)$$

С учетом этого аналогично исследованию обычной осадки в работе [3] можно показать, что относительная удельная сила, необходимая для деформации сердечника, определяется выражением

$$q_п = 1 + \frac{\mu d_п}{4h} + 1{,}1\ln\frac{d}{d_п} + 1{,}1k\left(1 + \frac{d}{2h}\right)\ln\frac{D}{d}. \qquad (10)$$

Полную силу, необходимую для осадки сердечника, находим по формуле

$$P = \sigma_{sc} q_п S_п, \qquad (11)$$

в которой площадь рабочего торца пуансона

$$S_п = \pi d_п^2/4. \qquad (12)$$

Среднюю накопленную деформацию сердечника находим по выражению

$$e_i = \ln\frac{H_0}{h}, \qquad (13)$$

а для оболочки используем формулу, аналогичную приведенной в работе [2]:

$$e_{io} = 1{,}155\ln\frac{D+d}{D_0+d_0}. \qquad (14)$$

Поскольку разница между диаметрами d и $d_п$, определяющая размер области **1**, невелика, то с достаточной точностью можно считать, что накопленная деформация в опасной точке A (см. рис. 2) определяется выражением [3]

$$e_{iA} = (1 + 2\mu)e_i = \\ = (1 + 2\mu)\ln\frac{H_0}{h}, \qquad (15)$$

а гидростатическое давление в опасной точке сердечника выражением

$$\sigma = -0{,}333 - \frac{\mu h}{d} + p_o. \qquad (16)$$

Вычислим добавку к гидростатическому давлению обычной осадки, определяемую выражением (7) при условных значениях $k = 1$, $D = 2$, $d = 1$, $h = 1$: $p_o = -1{,}144$. Сравнение этого значения с $p_п = -0{,}762$ из работы [2] показывает, что осадка без обжатия оболочки дает значительное уменьшение алгебраической величины гидростатического давления по сравнению с осадкой в пояске, т. е. предотвращает образование трещин еще более эффективно.

Для расчета накопленной деформации оболочки при определении требуемого наружного диаметра целесообразно использовать формулу

$$e_{io} = 1{,}155\ln\frac{d}{d_0}. \qquad (17)$$

Если необходимая добавка гидростатического давления, определяемая выражением [1]

$$p_o = \sigma + 0{,}333 + \frac{\mu h}{d}, \qquad (18)$$

известна, то из равенства (7) можно найти обеспечивающий ее наружный диаметр оболочки

$$D = d\exp\left[-\frac{p_o}{1{,}1k\left(1+\frac{d}{2h}\right)}\right], \qquad (19)$$

после чего по формуле [2]

$$D_0 = \sqrt{D^2 - d^2 + d_0^2} \qquad (20)$$

можно вычислить исходный наружный диаметр D_0.

Напомним [1], что в рассматриваемых далее примерах сталь 45 использована вместо дорогостоящего материала потому, что для нее в работе [4] имеется диаграмма пластичности, показанная на рис. 3. При наличии диаграммы пластичности для магниевого сплава или вольфрама расчет проводится аналогичным образом. Все необходимые кривые упрочнения взяты из работы [1], в которой имеются подробные ссылки на источники информации. В расчетах используется аппроксимация кривой упрочнения алюминиевого сплава AB, взятая из работы [3]:

$$\sigma_s = 349 - 163e^{-e_i} - \\ - 46e^{-20e_i}, \text{ МПа}. \qquad (21)$$

Пример 1. Необходимо провести холодную осадку без применения смазочного материала заготовки из стали 45 с начальными высотой $H_0 = 15$ мм и диаметром $d_0 = 18$ мм до высоты $h = 8$ мм. Требуется подобрать наружный диаметр оболочки из алюминиевого сплава АВ, гарантирующий предотвращение трещинообразования при осадке без обжатия оболочки.

Решение. По формуле (2) находим окончательный диаметр стального сердечника $d = 24{,}6$ мм. Затем по выражению (13) вычисляем накопленную деформацию $e_i = 0{,}629$. Далее с учетом сухого трения стали по стали принимаем $\mu = 0{,}5$ и по формуле (15) определяем накопленную деформацию в опасной точке $e_{iA} = 1{,}258$. Из диаграммы пластичности на рис. 3 видно, что для обеспечения значения $e_р > e_{iA}$ требуемая величина гидростатического давления должна удовлетворять неравенству $\sigma \leqslant -0{,}6$. Тогда из формулы (18) получаем, что оболочка должна создавать гидростатическое давление $p_o \leqslant -0{,}104$. По формуле (17) вычисляем $e_{io} = 0{,}361$, с учетом чего по аппроксимации (21) находим $\sigma_{so} = 235$ МПа. Затем при $e_i = 0{,}629$ по кривой упрочнения на рис. 4 находим $\sigma_{sc} = 950$ МПа, после чего по формуле (1) определяем $k = 0{,}247$. С учетом этого сначала по выражению (19) для $p_o = -0{,}104$ находим $D = 28{,}6$ мм, а затем по формуле (20) находим $D_0 = 23{,}2$ мм.

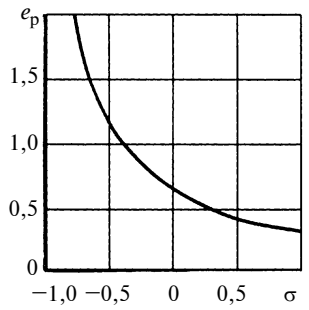


Рис. 3. Диаграмма пластичности стали 45 при температуре 20 °С

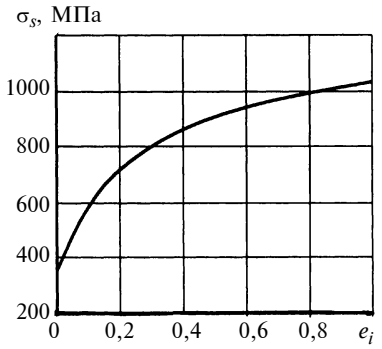


Рис. 4. Кривая упрочнения стали 45

Для проверки полученных силовых формул были проведены эксперименты по осадке без применения смазочного материала образцов из алюминиевого сплава АВ с начальными высотой $H_0 = 15$ мм и диаметром $d_0 = 18$ мм до высоты $h = 9$ мм (относительная линейная деформация $e = 40$ %). Оболочки толщиной 3 мм и 6 мм были изготовлены из меди М1, которая для повышения пластичности подвергалась изотермиче-

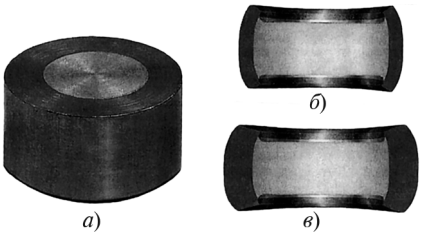


Рис. 5. Типовая заготовка (*а*) из алюминиевого сплава АВ в оболочке из отожженной меди М1 и образцы (*б*, *в*), осаженные без обжатия оболочек:
$D_о$ = 24 (*а*, *б*) и 30 мм (*в*)

скому отжигу (600 °С, 3 ч). Типовая исходная заготовка показана на рис. 5, *а*. Осадку выполняли в два этапа: сначала сердечник осаживали пуансонами диаметром 18 мм до высоты h = 11 мм (e = 27 %), после чего пуансонами диаметром 20 мм выполняли окончательную осадку. Полученные образцы показаны на рис. 5, *б*, *в*. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных представлено в табл. 1. Для сопоставления были также использованы промежуточные данные, полученные при h = 13 мм (e = 12 %).

Пример 2. Требуется произвести расчет первой строки табл. 1 и сравнить полученное теоретическое значение P силы осадки с экспериментальным $P_э$.

Решение. По формулам (2), (3) и (12) последовательно находим d = 19,3 мм, D = 25,0 мм и $S_п$ = 254 мм^2. Далее по формуле (13) вычисляем накопленную деформацию сердечника e_i = 0,143, с учетом которой по аппроксимации (21) находим σ_{sc} = 205 МПа. Затем по выражению (14) вычисляем накопленную деформацию оболочки e_{io} = 0,063, после чего по кривой упрочнения на рис. 6 находим σ_{so} = 110 МПа. Далее по формуле (1) определяем k = 0,536. Для трения алюминия по стали принимаем μ = 0,3. Затем по выражению (10) вычисляем $q_п$ = 1,448. По формуле (11) находим P = 76 кН, расхождение которого с $P_э$ составляет δ = 2,6 %.

В табл. 2 сопоставлены результаты расчета силы P осадки с экспериментальными значениями $P_э$, приведенными в работе [5, с. 147, 148]. Для контроля в двух первых строках табл. 2 представлено сопоставление с экспериментальными значениями силы осадки сердечников без оболочек. Эти расчеты выполнены аналогично расчетам в примере 3 из работы [1].

Пример 3. Требуется провести расчет последней строки табл. 2 и сравнить полученное теоретическое значение P силы осадки с экспериментальным $P_э$.

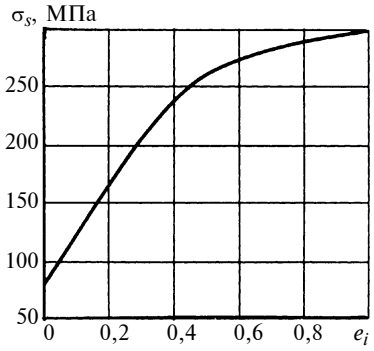


Рис. 6. Кривая упрочнения отожженной меди М1

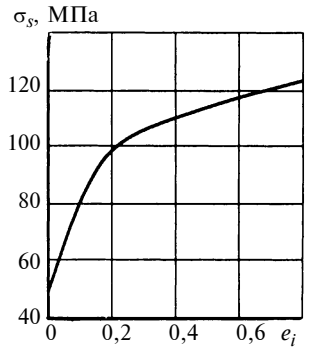


Рис. 7. Кривая упрочнения отожженного алюминия АД1

Решение. По формулам (2), (3) и (12) последовательно находим d = 32,5 мм, D = 47,0 мм и $S_п$ = 531 мм^2. Далее по формуле

Таблица 1

Сопоставление результатов расчета силы *P* осадки заготовок из алюминиевого сплава АВ без обжатия оболочек из отожженной меди М1 с экспериментальной силой $P_э$ (d_0 = 18 мм, H_0 = 15 мм, μ = 0,3)

D_0	h	$d_п$	d	D	$S_п$, мм^2	e_i	e_{io}	σ_{sc}	σ_{so}	k	$q_п$	P	$P_э$	δ, %
мм								МПа				кН		
24	13	18	19,3	25,0	254	0,143	0,063	205	110	0,536	1,448	76	74	2,6
24	11	18	21,0	26,3	254	0,310	0,139	229	140	0,610	1,590	93	90	3,2
24	9	20	23,2	28,1	314	0,511	0,233	251	175	0,697	1,668	132	127	3,8
30	13	18	19,3	30,8	254	0,143	0,051	205	105	0,512	1,640	86	83	3,5
30	11	18	21,0	31,9	254	0,310	0,113	229	130	0,567	1,802	105	100	4,8
30	9	20	23,2	33,4	314	0,511	0,191	251	155	0,617	1,896	150	145	3,3

Таблица 2

Сопоставление результатов расчета силы *P* осадки заготовок из отожженного алюминия АД1 без обжатия оболочек из отожженной меди М1 с экспериментальной силой $P_э$ (d_0 = 23 мм, H_0 = 45 мм, μ = 0,3)

D_0	h	$d_п$	d	D	$S_п$, мм^2	e_i	e_{io}	σ_{sc}	σ_{so}	k	$q_п$	P	$P_э$	δ, %
мм								МПа				кН		
—	30,0	—	28,2	—	623	0,405	—	110	—	—	1,070	73	75	2,7
—	22,5	—	32,5	—	831	0,693	—	120	—	—	1,108	111	104	6,3
31	30,0	23	28,2	35,0	415	0,405	0,181	110	155	1,409	1,776	81	88	8,6
31	22,5	26	32,5	38,6	531	0,693	0,318	120	215	1,792	1,914	122	123	0,8
41	30,0	23	28,2	44,1	415	0,405	0,140	110	145	1,318	2,236	102	108	5,9
41	22,5	26	32,5	47,0	531	0,693	0,251	120	175	1,458	2,351	150	145	3,3

(13) вычисляем накопленную деформацию сердечника $e_i = 0{,}693$, с учетом которой по кривой упрочнения на рис. 7 находим $\sigma_{sc} = 120$ МПа. Затем по выражению (14) вычисляем накопленную деформацию оболочки $e_{io} = 0{,}251$, после чего по кривой упрочнения на рис. 6 находим $\sigma_{so} = 175$ МПа. Далее по формуле (1) определяем $k = 1{,}458$. Для трения алюминия по стали принимаем $\mu = 0{,}3$. Затем по выражению (10) вычисляем $q_п = 2{,}351$. По формуле (11) находим $P = 150$ кН, расхождение которого с $P_э$ составляет $\delta = 3{,}3$ %.

Вывод. Разработанная методика расчета позволяет с достаточной точностью определять оптимальные параметры процесса осадки малопластичных материалов без обжатия бандажирующих пластичных оболочек.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воронцов А. Л.** Теория осадки малопластичных материалов в пластичных оболочках // Вестник машиностроения. 2009. № 3. С. 71—75.
2. **Воронцов А. Л.** Теория осадки малопластичных материалов в пластичных поясках // Вестник машиностроения. 2009. № 5. С. 68—73.
3. **Воронцов А. Л.** Теория малоотходной штамповки. М.: Машиностроение, 2005. 859 с.
4. **Колмогоров В. Л.** Напряжения, деформации, разрушение. М.: Металлургия, 1970. 229 с.
5. **Могучий Л. Н.** Обработка давлением труднодеформируемых материалов. М.: Машиностроение, 1976. 272 с.

УДК 621.778:538.54

В. Я. ГЕРАСИМОВ, д-р техн. наук, Д. Н. ПАРЫШЕВ,
О. В. ГЕРАСИМОВА, канд. техн. наук (ГУ, г. Курган)

Оценка упрочняющего эффекта при волочении стальных прутков по изменению электропроводности металла

Показаны технологические возможности оценки упрочняющего эффекта при волочении стальных прутков по изменению электропроводности. Для калиброванной стали 40Х получено резко немонотонное изменение электропроводности на продольной оси образцов для зоны входа в очаг пластической деформации и после волочения, определены значения предельных и оптимального обжатия.

Ключевые слова: волочение, прутки, упрочняющий эффект, электропроводность, пластическая деформация, обжатие.

Technological possibilities of estimating of a reinforcing effect at dragging of iron bars per the change of the metal conductance have been shown. As applied to calibrated 40X steel, the sharp non-monotone change of the conductance on a sample's longitudinal axis has been obtained for entry zone into the hearth of plastic deformation and after dragging. The meanings of extreme and optimal squeezing have been determined.

Keywords: dragging, reinforcing effect, conductance, plastic deformation, squeezing.

Калиброванная прутковая сталь широко применяется при изготовлении крепежных изделий с постоянным и переменным сечениями по длине [1, 2], таких, как оси, валики, штифты, пальцы, болты, винты, шпильки, гайки. При изготовлении прутков деформация осуществляется при течении металла в конической матрице с редукцией площади поперечного сечения (с диаметра d_0 на диаметр d_1) (рис. 1).

Величину деформации определяет обжатие $\varepsilon = 2\ln(d_0/d_1)$ — основной технологический параметр, от которого зависит упрочнение металла в сечении протянутого прутка на локальном и интегральном уровнях.

При оценке упрочняющего эффекта [3] применяют различные механические испытания и металлофизические методы, в частности метод электропроводности [4], который позволяет получить обобщенные данные в виде зависимостей.

Исследовали протянутые прутки из стали 40Х, оценивая упрочнение металла на торцах цилиндрических образцов (см. рис. 1, точки *А* и *Б*). Электропроводность определяли по силе *J* тока микроамперметром, включенным в электрическую цепь генератора высокочастотных электромагнитных колебаний [5]. Контролировали зону перед входом металла в область пластической деформации (точка *А*) и зону, прошедшую деформацию (точка *Б*). Оценивали упрочнение металла при выходе из конической матрицы с учетом влияния внеконтактной пластической деформации. При течении металла в конической матрице возникает внеконтактная пластическая деформация [6], которую фиксировали по изменению электропроводности.

Данные, полученные методом неразрушающего контроля, который основывается на изменении электропроводности металла в зависимости от обжатия на торцах образцов, изготовленных из "недотянутых" прутков, показаны на рис. 2. Отмечено резко немонотонное изменение электропроводности металла перед входом в очаг пластической деформации (зависимость *1*) и после волочения (зависимость *2*). При этом получен-

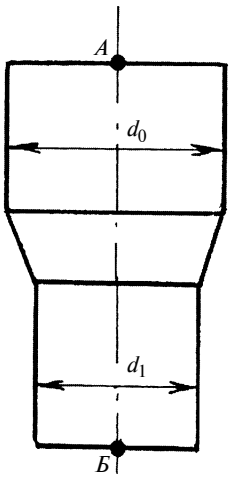


Рис. 1. Зоны контроля электропроводности металла при волочении прутков

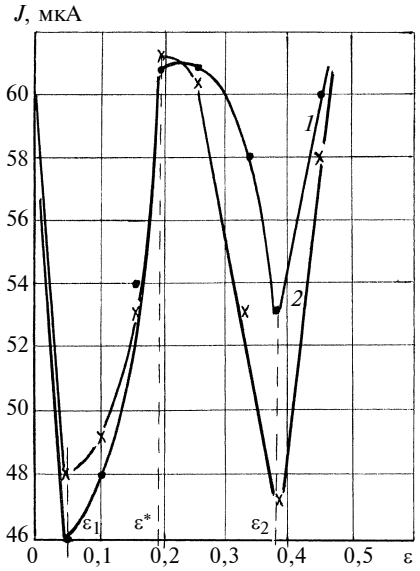


Рис. 2. Зависимости изменения электропроводности *J* металла от обжатия в точках *А* (зависимость *1*) и *Б* (зависимость *2*)

ные данные согласуются с результатами, представленными в работе [2]. Кроме того, наблюдалось резкое изменение свойств протянутого металла, что позволяет с высокой точностью определять границы предельного и оптимального деформирований при волочении стальных прутков.

Анализ полученных результатов показал следующее:

1. Минимальные значения электропроводности наблюдались при обжатиях $\varepsilon_1 \approx 0{,}04$ и $\varepsilon_2 \approx 0{,}38$, которые можно определить как предельные. Первому значению соответствует преимущественное упрочнение металла в периферийной зоне протянутых прутков, что отражалось на упрочнении металла в точке *Б*. При $\varepsilon_1 \approx 0{,}04$ наблюдалась наименьшая электропроводность металла после волочения.

2. При $\varepsilon > \varepsilon_1$ имел место интенсивный рост электропроводности, обусловленный распространением упрочняющего эффекта от периферийной зоны к центральной части протягиваемых прутков. Пиковое значение электропроводности соответствует оптимальному обжатию $\varepsilon^* \approx 0{,}20 \div 0{,}22$, при котором достигается равномерный наклеп металла по всему поперечному сечению прутка, что подтверждается распределением твердости [2].

3. При $\varepsilon > \varepsilon^*$ электропроводность уменьшается и достигает значения, соответствующего второму предельному обжатию, при этом наименьшее значение электропроводности наблюдается в протянутой части прутка (зависимость *2*), что обусловлено упрочнением металла.

4. При $\varepsilon > \varepsilon_2$ имело место увеличение электропроводности и перед входом в коническую матрицу, и в протянутом металле. При этом значения электропроводности выравниваются и приближаются к значениям электропроводности исходного недеформированного металла.

Таким образом, метод электропроводности позволяет осуществлять неразрушающий контроль деформированного и упрочненного металла на производственных участках, например, контроль на торце протянутых прутков, и устанавливать величину деформации с учетом целевого назначения калиброванной прутковой стали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Холодная** объемная штамповка: Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1973. 496 с.
2. **Владимиров Ю. В., Герасимов В. Я.** Технологические основы холодной высадки стержневых крепежных изделий. М.: Машиностроение, 1984. 120 с.
3. **Фридман Я. Б.** Механические свойства металлов. Ч. 2. Механические испытания. Конструкционная прочность. М.: Машиностроение, 1974. 368 с.
4. **Герасимов В. Я.** Электроиндуктивный контроль деформационного упрочнения калиброванной стали // Сталь. 1993. № 8. С. 62.
5. **А. с. 1837222 СССР:** МКИ[5] G 01 N 27/90.
6. **Перлин И. Л., Ерманок М. З.** Теория волочения. М.: Металлургия, 1971. 448 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;
"Пресса России" — индекс **27841**;
"Почта России" — индекс **60264**.

УДК 65.0

Н. П. ПЛЕТНЕВА, канд. техн. наук (Рузаевский институт машиностроения — филиал Мордовского ГУ)

О факторах, влияющих на результативность систем менеджмента качества в России

Приведены результаты анализа и внутренних причин низкой результативности систем менеджмента качества, разработанных российскими организациями в соответствии с международными стандартами ИСО серии 9000.

Ключевые слова: качество, менеджмент качества, системы менеджмента качества, результативность, эффективность, сертификация, процессный подход к менеджменту, системный подход к менеджменту, высшее руководство организации.

The results of analysis and intrinsic causes of low effectiveness of the quality management systems, developed by Russian organizations in consistent with the International Organization for Standardization 9000 series, are presented.

Keywords: quality management, quality management systems, effectiveness, efficiency, certification, process approach to a management, methodical approach to a management, organization's top leadership.

Стандарты ИСО серии 9000 известны в России в большей степени с момента выхода их второй редакции в 1994 г. За прошедшие годы отношение к стандартам руководителей и специалистов российских организаций, получивших сертификаты на системы качества, существенно изменилось. Ожидание чудодейственного влияния системы менеджмента качества (СМК) на показатели функционирования организаций сменилось разочарованием. По мнению В. А. Лапидуса, популярность стандартов ИСО серии 9000 сегодня падает вследствие "неправильного их понимания и излишнего акцента на сертификацию" [1]. Проблемы результативности и эффективности СМК в России сегодня стоят очень остро. В связи с указанным Всероссийской организацией качества в ноябре 2006 г. было объявлено об открытии проекта "Эффективность систем менеджмента качества в России". Согласно оценкам В. Д. Мацуты около 80 % СМК в российских организациях являются "недееспособными и потому бесполезными" несмотря на наличие сертификатов соответствия [1, 2]. Более того, практика показывает, что в России разочарование постепенно трансформируется в "прагматический" подход, предполагающий покупку документации СМК и сертификата на нее. К сожалению, число организаций, предлагающих подобные услуги, не уменьшается [3].

Для целей анализа целесообразно разделить причины низкой результативности СМК на внешние и внутренние и рассмотреть каждую группу причин в отдельности. Анализ проблем результативности СМК будет неполным, если не будет учтена диалектика взаимоотношений организации как открытой системы с внешней средой. Внешние воздействия могут негативно влиять на деятельность организации, в том числе и на результативность ее СМК. Мировой экономический кризис нанес существенный удар по российской экономике, о чем свидетельствуют рост цен и близкие к критическим состояния банковской сферы, строительства, машиностроения и других отраслей.

При проведении политических и экономических реформ в России в качестве базовой была принята модель развитых стран, однако полученные результаты оказались далекими от теоретических построений. Как показывает практика, органы государственной власти, политические партии — все, кто участвуют в руководстве экономикой, решают в основном тактические задачи, не уделяя достаточного внимания стратегическим проблемам, к которым относится также создание современных систем менеджмента качества на основе принципов менеджмента качества, сформулированных в стандартах ИСО 9000:2000.

Анализ сложившейся ситуации позволяет говорить о наличии серьезных проблем в области разработки и внедрения СМК в России. Причем данная ситуация существует в течение достаточно длительного промежутка времени. По данным отчета Международной организации по стандартизации (ИСО) за 2006 г. (последнего из опубликованных к настоящему времени) число сертификатов на СМК, полученных в России, составляет 3,9 % от такового в Китайской Народной Республике, являющейся мировым лидером по темпам внедрения систем менеджмента качества [4].

Таким образом, затянувшийся на десятилетия переходный период в экономике России, сложное экономическое положение большинства российских предприятий, складывающаяся сырьевая направленность экономики страны, ее монополизация не создают необходимых предпосылок для динамичного развития свободной конкуренции и, как следствие,

разработки и внедрения результативных и эффективных СМК на отечественных предприятиях.

По нашему мнению, создавшаяся ситуация свидетельствует также о существующем разрыве между изменениями в экономике страны и формами и методами менеджмента качества, применяемыми в России. СМК, олицетворяющие собой передовые методы управления, в течение последних лет так и не были по-настоящему востребованы в России.

Имеющийся у нас опыт консультирования предприятий по вопросам разработки и внедрения СМК позволяет сделать парадоксальный, на первый взгляд, вывод о том, что существенная часть российских предприятий, приступая к разработке системы качества, не ставит в качестве приоритетных вопросы достижения результативности и, тем более, эффективности своих СМК.

Трудности, испытываемые российскими предприятиями, имеют две стороны: низкие результативность и эффективность (часто полная бесполезность) СМК и высокая стоимость их внедрения и обслуживания. Система качества должна быть полезна организации, а не наоборот. Согласно определению, данному А. В. Гличевым, системы качества — это коллективы специально подготовленных людей, труд которых хорошо организован и оснащен по определенным правилам и нормам с целью создания и изготовления продукции, удовлетворяющей соответствующие потребности и запросы потребителей. Отметим также, что в стандарте ИСО 9000:2005 термин "результативность" определяется как степень достижения запланированных результатов, а "эффективность" — как соотношение между достигнутыми результатами и затраченными ресурсами.

К сожалению, в настоящее время нередки ситуации, когда СМК, прошедшая процедуру сертификации и получившая сертификат соответствия, оказывается нерезультативной, малоэффективной или неэффективной вообще [3]. Практика показывает, что отсутствие результативности СМК обусловливается ее формальным соответствием стандартной модели.

Российский подход к внедрению СМК отличается неоправданно высокой ролью сертификации систем третьей стороной. Зачастую главной (и, к сожалению, единственной) целью предприятия, разрабатывающего СМК, провозглашается ее сертификация. Высшие руководители забывают о том, что СМК, являясь мощным инструментом менеджмента, позволяет повысить важнейшие показатели функционирования и прежде всего конкурентоспособность предприятия. Сертификация СМК третьей стороной в ряде случаев не позволяет оценить степень фактической зрелости системы качества в организации. Результаты сертификации зачастую не связаны с уровнем удовлетворенности потребителей и не дают верного представления о конкурентоспособности организации по показателям экономической эффективности. По существу, сертификация систем качества третьей стороной превратилась в России в довольно прибыльный бизнес, который серьезно затрудняет движение организаций к настоящей конкурентоспособности. Формальное соответствие сертифицированной системы качества международным и отечественным стандартам подрывает престиж предприятия в глазах потребителей и приводит к проигрышу в конкурентной борьбе [5].

Стандарт ИСО 9004:2000 утверждает, что для успешного руководства организацией и для результативного ее функционирования необходимо осуществлять менеджмент систематически и открыто. В целях успешного руководства организацией, в том числе и в области качества, стандарт рекомендует использовать восемь основополагающих принципов менеджмента, важнейшими из которых являются системный и процессный подход к управлению организацией.

Низкая результативность российских СМК обусловлена, с нашей точки зрения, прежде всего значительными сложностями в реализации системного и процессного подходов к управлению российскими организациями.

На возможность возникновения подобных проблем указывали отечественные [6, 7] специалисты в области качества после принятия третьей редакции стандартов ИСО серии 9000 в 2000 г. Следует отметить, что через восемь с половиной лет после выхода последней редакции стандартов проблемы внедрения системного и процессного подходов к управлению организациями в России стали еще более острыми и актуальными.

Менеджмент процессов является ключом к улучшению функционирования компании. Организации, управляемые с точки зрения процессного подхода, видят вещи с позиции потребителя как ряд взаимосвязанных работ и информационных потоков в горизонтальных плоскостях, пересекающих бизнес-функции. Развертывание процессного подхода по организации дает много преимуществ, включая снижение цен и увеличение гибкости реагирования на поступающие изменения.

Процессный подход к менеджменту включает в себя: идентификацию ключевых бизнес-процессов, систематический менеджмент процессов, анализ процессов и постановку задач по их улучшению, использование инноваций и творческий подход к улучшению процессов, изменение процессов и оценку преимуществ. Составление блок-схем процессов улучшает знание процесса и помогает создать команду специалистов, занятых в процессе. Блок-схемы процессов являются инструментом для выявления проблем, а также очень полезны для целей улучшения. При этом должны сравниваться блок-схемы существующего и улучшенного процессов с тем, чтобы выявить необходимые улучшения.

Высшее руководство организаций, использующих процессный подход к менеджменту, отмечает его большой вклад в сокращение непроизводительных расходов, важность вовлечения персонала и хорошие коммуникации.

Необходимо подчеркнуть, что всеобщий менеджмент качества (TQM), на принципах которого основана третья редакция стандартов ИСО 9000, предполагает управление организацией на основе стратегического видения, миссии, политики организации в области качества. Обязательным условием является вовлечение

всего персонала организации при лидирующей роли ее высшего руководства [8, 9].

Внедрение TQM в практику российских организаций сопряжено с серьезными трудностями, обусловленными рядом причин. Прежде всего следует отметить, что далеко не все руководители российских организаций готовы быть лидерами, приверженными принципам TQM и выбранной цели. Зачастую лидерство руководителя ограничивается выпуском приказа о назначении представителя руководства по СМК.

Важной причиной, приводящей к низкой результативности СМК, является отсутствие подготовленного к работе в новых условиях состава компетентных руководителей. Среди руководителей российских организаций условно можно выделить две основные группы.

Первую группу составляют руководители, знания и опыт которых сформировались в условиях планово-административной системы хозяйствования. Вторая группа включает руководителей, которые пришли в бизнес в период перестройки хозяйственного механизма и не имеют специальных знаний в области менеджмента. При этом и те, и другие, как правило, скептически относятся к любым теориям, в том числе и к всеобщему менеджменту качества, считая их оторванными от реалий хозяйственной практики, в которой попрежнему государственная политика главенствует над экономикой. Нужно отметить также психологическую неготовность большинства российских руководителей к постоянному повышению своей компетентности и к преодолению трудностей, связанных с внедрением процессного подхода в деятельность организаций.

Одной из важнейших причин низкой результативности СМК российских организаций являются широко распространенные линейно-функциональные структуры систем управления, сложившиеся в эпоху социалистической экономики. Практика показывает, что в таких системах управления деятельность подразделений не ориентирована на достижение целей, стоящих перед организацией. Чрезмерная замкнутость линейно-функциональной системы управления на высшее руководство осложняет процесс развертывания целей в области качества по всем уровням организации, делая систему качества нерезультативной.

Даже если каждое подразделение оптимизирует собственные процессы для достижения поставленных целей (получение заказов, создание новой продукции), функциональный подход к управлению не повышает способность организации удовлетворять требования потребителей. О потребителе фактически забывают после получения заказа до момента доставки продукции.

Следует также отметить определенный "вклад" в низкую результативность и эффективность СМК, вносимый невысоким уровнем менеджмента людских ресурсов в российских организациях. Выдающиеся фирмы рассматривают свой персонал в качестве главной ценности, инвестируя значительные денежные средства в его развитие [9]. Низкая заработная плата, отсутствие коммуникации по важнейшим проблемам деятельности организации, в том числе и по вопросам функционирования СМК, дефицит открытости и честности в управлении создают в российских СМК предпосылки нерезультативности от самого рождения. Диалектика взаимоотношений организации и ее персонала в кризисный период ярко показывает степень несовершенства менеджмента людских ресурсов в отечественных организациях и их неготовность к фактическому внедрению СМК.

К сожалению, можно констатировать, что большинство российских организаций не готовы к внедрению TQM и существенной перестройке своей системы управления. Как следствие, деятельность в рамках СМК постоянно "натыкается" на нерешенные системные проблемы, становясь нерезультативной и малоэффективной. Степень зрелости СМК в существенной степени определяется зрелостью организации, ее внедряющей.

Внешняя среда и многочисленные внутренние несовершенства самым драматическим образом воздействуют на функционирование организации, ставя перед менеджерами все более сложные задачи. Необходимо помнить, что СМК в данном случае окажет неоценимую помощь организации, поскольку включает в себя механизмы систематического контроля качества процессов и мониторинга соответствия результатов установленным требованиям, превращающие систему управления качеством в самосовершенствующуюся, постоянно адаптирующуюся к изменениям внешних и внутренних факторов. Будет непоправимой ошибкой разочароваться в системе качества, так и не попробовав заставить ее работать на благо организации. В конечном счете результативная СМК существует на предприятиях, добившихся значительных успехов у потребителя. А сильные предприятия — это развитая, диверсифицированная экономика России.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **В международной** гильдии профессионалов качества // Стандарты и качество. 2006. № 9. С. 23.
2. **Пенкин Е.** Созвездие качества-2006 // Стандарты и качество. 2006. № 9. С. 20—23.
3. **Новицкий А.** Перестаньте покупать трубу от граммофона // Стандарты и качество. 2005. № 3. С. 75, 76.
4. **The ISO** Survey of ISO 9000 and ISO 14000 Certificates (2000—2006).
5. **Гличев А. В.** Предел или плацдарм развития? Размышления о будущем систем качества // Стандарты и качество. 2007. № 11. С. 18—23.
6. **Рахлин К. М.** МС ИСО серии 9000 версии 2000 г.: сущность и содержание процессного подхода // Стандарты и качество. 2001. № 1. С. 45—47.
7. **Рахлин К. М.** Управление знаниями. Современные концепции стратегического управления и парадигма конкурентоспособности // Стандарты и качество. № 7. 2005. С. 84, 85.
8. **Крейг Р. Дж.** ИСО 9000: руководство по получению сертификата о регистрации: Пер. с англ. Н. П. Плетневой. М.: РИА "Стандарты и качество", 2001. 183 с. (Серия "Дом качества", вып. 9).
9. **Oakland John S.** Oakland on Quality Management. Amsterdam—Boston—London: 2004. 476 p.

УДК 658

В. К. ФЕДОРОВ, д-р техн. наук, И. К. ЕПАНЕШНИКОВА, канд. техн. наук
("МАТИ" — РГСУ им. К. Э. Циолковского)

О сущности и специфике организации инновационного производственного процесса

Рассматриваются принципиальные позиции, структура и методы организации инновационных процессов, которые обеспечивают решение как научно-технологических, так и социально-экономических проблем инноватики.

Ключевые слова: сущность инновационного процесса, характеристики его эффективности, этапы прохождения инновационной идеи.

The principal attitudes, structure, and organization methods of innovation processes providing solution both scientific-technological and socio-economic innovation problems are considered.

Keywords: the essence of innovation process, efficiency characteristics of innovation process, innovation idea passing stages.

Рассматривая сущность инновационных процессов, необходимо отметить, что их ключевая роль в социально-экономическом развитии страны заключается в том, что они способствуют разрушению фетишизма в отношении "большой науки", который не позволял быстро внедрять достижения фундаментальных наук в современное производство, так как мешал признанию их насущной потребности для развития новой технологии и организации производства.

Современная позиция инноватики как теоретического и практического, прикладного направления исследований и разработок, позволяет сказать что она, прежде всего, призвана обеспечить функции генерирования, освоения и трансферта новых высоких наукоемких технологий. Именно для обеспечения этой функции необходимо энергично заниматься проблемой структуры, организации и построения инновационного процесса. В связи с этим необходимо отметить, что инновационный процесс имеет две стороны: научно-техническую (научно-технологическую) и социально-экономическую.

Социально-экономическая проблематика инновационных процессов, претендующая на особую самостоятельность, изучается в основном экономистами (традиционно!), которые считают ее базисом всего инновационного процесса, его основой. На первый взгляд это вполне естественно, учитывая роль экономических и финансовых показателей и подходов во всей инновационной деятельности: как в области науки, так и в сфере производственно-технологических проблем.

Однако при всей важности экономических проблем надо понимать, что инновационное развитие — это прежде всего развитие именно инноваций — новых научных идей, развитие на их основе новых наукоемких технологий, создание и освоение в производстве новых техники и технологии. Все остальные задачи, будучи тоже важными, направлены на создание мощной инфраструктуры инновационных процессов.

Причем интересно заметить, что в теории инноваций зародилось и активно развивается новое направление — социология инноваций, по-новому развивается инновационный менеджмент и т. п. Это говорит о том, что социально-экономические проблемы не только не являются посторонними проблемами в инновационных исследованиях и практике, но и получают особый, инновационный смысл, иные значение и ориентацию в общей проблематике инноваций.

Некоторые считают, что если наука в инновационных процессах, наряду с получением нового знания стала решать на постоянной основе технологические задачи, то та же социология должна заняться исследованием социальных и социокультурных аспектов инновационной деятельности. Однако очевидно, что существует большая, принципиальная разница между сущностью создания нового направления — "социология инноватики" (как одного из направлений теории инноваций) и сущностью включения инновационной проблематики в круг научных интересов социологии. Социология, включая инновационную проблематику в круг своих научных интересов, неизбежно делает это в общей научной сфере социологии, нарушая тем самым целостность исследований инновационного процесса, которая, безусловно, обеспечивается при проведении инновационных исследований с позиций социологии (что достигается в рамках направления социологии инноватики).

В классическом представлении в базовой структуре инновационного процесса определяются следующие этапы прохождения инновационной идеи от ее зарождения до реализации в производстве: "фундаментальная наука"; "прикладная наука"; "опытно-конструкторские разработки новой техники и технологии"; "технология и организация производства"; "производство". На этапе "*фундаментальная наука*" происходит зарождение теоретической идеи.

На этапе "*прикладная наука, научно-исследовательская разработка*" осуществляется разработка прикладных (практических) научных методов, способов, технологий реализации теоретической идеи и т. п..

Этап *"опытно-конструкторская разработка новой техники и технологии*" посвящен последовательной эскизной конструкторской и технической разработке новой техники и технологии с созданием конструкторской и технологической документации, созданием и испытанием опытных образцов. На этом же этапе разрабатывается маркетинговая стратегия предприятия, включая формулирование концепции "фирменного стиля".

На этапе "*технология и организация производства*" проводится всесторонняя технологическая подготовка производства новой инновационной техники, нового изделия с новыми потребительскими свойствами: проходят отработка новых заводских технологий, реорганизация структуры цехов и участков, оборудование рабочих мест, обновление основных фондов, подготовка (переподготовка) трудовых ресурсов, реорганизуется (при необходимости) система логистики и т. п.; создаются и испытываются установочные партии новых изделий.

На этапе "*производство*" осуществляется мелкосерийное, серийное или массовое производство новой продукции и ее поставка на рынки сбыта.

Естественно, на всех этапах затрагиваются и решаются весьма сложные экономические, финансовые и социально-экономические проблемы. Среди них проблемы финансового

УДК 629.113

Г. И. МАМИТИ, д-р техн. наук
(ФГОУ ВПО "Горский государственный аграрный университет",
г. Владикавказ);
А. С. МЕЛЬНИКОВ, канд. техн. наук
(Белорусско-Российский университет, г. Могилев);
В. М. ШАППО (ОАО "МОТОВЕЛО", г. Минск)

Новые конструкции дисковых тормозов с винтовым нажимом

Рассматриваются конструкции дисковых тормозов с нажимным винтом.
Ключевые слова: дисковый тормоз, нажимной винт, ходовой винт, скоба.
The designs of disk brakes with pressure screw are considered.
Keywords: disk brake, pressure screw, guide screw, clamp.

Современные мотоциклы снабжаются дисковыми и барабанными тормозами, каждый из которых наилучшим образом удовлетворяет определенным условиям эксплуатации, и поэтому их противопоставление, как это иногда делается, бессмысленно [1].

Во время движения мотоцикла по опорной поверхности шина переднего колеса поднимает в воздух пыль, песок, грязь, брызги воды. В эту атмосферу попадает заднее колесо с тормозом, тогда как переднее выходит из нее. Поэтому передние тормоза мотоцикла по сравнению с задними находятся в значительно лучших условиях работы, вследствие чего наиболее перспективной следует считать схему с передними дисковыми (или барабанными) и задними барабанными тормозами, обладающими значительно большей пылевлагозащитой, чем дисковые.

Достоинствами дискового тормоза являются линейная зависимость момента трения от приводного усилия, лучшие возможности охлаждения, недостатками — высокие удельные нагрузки в местах контакта фрикционных поверхностей и открытость последних. Распространению дисковых тормозов на мотоциклах во многом способствовала мода, а не конструктивная необходимость. Достаточно сказать, что из-за низкой эффективности этих тормозов довольно часто передние колеса мотоцикла снабжаются двумя дисковыми тормозами — справа и слева, а тормоза автомобиля — не-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 87)

и производственного менеджмента, формирование схем финансирования основного производства, договорная политика предприятия, работа с трудовыми ресурсами и т. п. Эти проблемы решаются с привлечением финансовых, планово-экономических, кадровых, социологических и других подразделений предприятия. Решаются и вопросы социологии инноватики — изучение мотивации кадров, разработка принципов адаптации и стабилизации кадров, формирование психологического климата в технологических и специальных бригадах, вопросы релаксации и реабилитации кадров и т. п.

Наибольшие трудности в организации инновационного процесса, как видно, вызывают переходы от чисто научных (или прикладных научных) этапов к этапам организации и проведения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, а от этих этапов — к этапам технологии и организации производства и к этапу собственно производства. Здесь важнейшую роль играет управленческий потенциал, потенциал человеческого фактора, правильные формулирование и функционирование информационных потоков между подразделениями, участвующими в инновационном процессе.

Необходимо всегда помнить, что основная идея организации инновационного процесса заключается в эффективном построении реальной связи науки с производством. Замысел состоит в том, чтобы объединить науку и производство в единый комплекс на основе единого эффективного экономического подхода, сняв ненужные барьеры формальных методов управления разработками и производством.

Важнейшей характеристикой эффективности инновационного процесса является его *непрерывность*, в основе которой лежит постоянная *цикличность* в разработке, производстве и продвижении изделий на рынки сбыта. В цикличности скрыто ярко выраженное стремление разработчиков и организаторов производства (в том числе технологов) к систематическому обновлению продукции, улучшению ее потребительских свойств (в зависимости от ситуации на рынке). Необходима точная маркетинговая работа, позволяющая точно определить (уловить!) тот момент, когда необходимо переходить к выпуску новой модели (нового вида или типа) продукции с принципиально новыми потребительскими свойствами, вызывая тем самым необходимость перехода к новым технологиям и совершенствования в комплексе технологии и организации производства.

Цикличность задается уровнем технологии, рынком, обратными связями производителей и разработчиков с рынком, временем жизни инновации (моральным запасом, заложенным в инновационные идеи).

Инновационные процессы, их содержание и организация являются важнейшей характеристикой современной экономики. Они играют ключевую роль в обеспечении динамики ее развития.

Обеспечить эффективность инновационных процессов и их постоянное совершенствование можно лишь на основе современных производств, оснащенных новой, наукоемкой технологией, мощного инновационного потенциала науки, трудовых ресурсов, человеческого фактора.

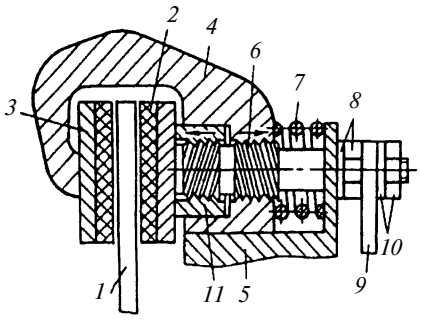


Рис. 1. Схема однодискового тормоза с нажимным винтом [2]:
1 — тормозный диск; *2* и *3* — колодки; *4* — скоба; *5* — корпус; *6* — винт; *7* — пружина; *8* — гайка; *9* — рычаг; *10* — гайка; *11* — гайка ходового винта

сколькими односторонне расположенными колесными цилиндрами, что вызвано прежде всего ограничением величины допускаемого давления рабочей жидкости в гидроприводе тормозов.

Изложенное свидетельствует о назревшей необходимости создания конструкции дискового тормоза с таким приводом, который без дублирования или усложнения его устройства обеспечивал бы требуемое нажимное (разжимное) усилие и тем самым момент трения.

Разработке высокоэффективных конструкций дисковых тормозов, обладающих минимальными металлоемкостью и стоимостью изготовления, были посвящены совместные разработки, в основу которых была положена схема [2] (рис. 1).

При воздействии на рычаг *9* он поворачивается, преодолевая сопротивление связанной с ним возвратной пружины *7* поворачивает ходовой винт *6* в резьбе скобы *4* и перемещает ее вместе с левой колодкой *3* вправо, прижимая последнюю к диску *1*. Одновременно с этим ввиду того, что резьбы винта *6* имеют разные направления, происходят встречное перемещение гайки *11* и вместе с ней правой колодки *2* и ее прижатие к диску *1*. Так как резьбы винта *6* имеют одинаковый шаг, колодки *2* и *3* при повороте рычага *9* одновременно перемещаются навстречу друг другу (стрелками показаны направления перемещения скобы *4* и гайки *11*), проходя равные расстояния и создавая одинаковые нагрузки на диск *1* с обеих сторон. Происходит торможение. Обеспечение равных перемещений колодок навстречу друг к другу независимо от сопротивлений с помощью ходового винта с противоположно направленными участками резьбы позволяет создавать одинаковые нагрузки на диск с обеих сторон, что приводит к устранению неравного износа накладок и снижает склонность тормоза к вибрациям (скрипу).

Главное преимущество тормоза этой конструкции — вдвое меньший поворот ходового винта для выборки зазоров между тормозным диском и колодками по сравнению с винтом, имеющим одно направление резьбы, т. е. вдвое меньший ход рычага тормоза. Недостатком такого тормоза является большой габаритной размер по ширине, в связи с чем, совместно с В. И. Забавским был разработан, изготовлен и испытан тормоз с ходовым винтом, имеющим резьбу одного направления [3] (рис. 2).

При воздействии на рычаг *8* последний перемещается, преодолевая сопротивление связанной с ним возвратной пружины, поворачивает винт *6* в резьбе скобы *3*, перемещает колодку *5* вправо до соприкосновения с диском *1*, а затем и скобу *3* вместе с колодкой *4* влево, прижимая последнюю к вращающемуся диску *1*. Для регулирования зазора между накладками колодок *4* и *5* и диском *1* по мере их изнашивания используются соединение рычага *8* с ходовым винтом *6* и регулировочный винт *7*.

Разработанный вариант дискового тормоза позволит повысить эффективность, надежность и безотказность тормозной системы в результате упрощения конструкции, а также значительно снизить стоимость ее производства. Тормоз этой конструкции оказался работоспособным и достаточно эффективным при работе с тросом фирмы Honda, но при работе с серийным тросом мотоцикла ММВЗ из-за недостаточной жесткости последнего и ограниченного хода рычага (рукоятки) управления передним тормозом не выдерживался требуемый тормозной путь.

На рис. 3 показаны мотоцикл ММВЗ с разработанным дисковым тормозом с нажимным винтом, снаряженный для испытаний, и переднее колесо.

Другими недостатками схемы тормоза, приведенной на рис. 1, являются сложное нагружение скобы и нежесткое крепление консольно установленных тормозных колодок, что может вызвать отказ в работе тормоза из-за скручивания скобы и изгиба ходового винта, а также перекоса трущихся поверхностей фрикционных накладок.

Для устранения этих недостатков была предложена конструкция тормоза [4], представленная па рис. 4. Выполнение корпуса в виде двух сегментов *10* и *13*, жестко свя-

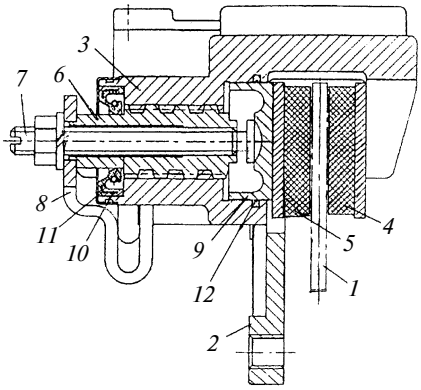


Рис. 2. Однодисковый тормоз с плавающей скобой:
1 — тормозной диск; *2* — корпус; *3* — скоба; *4* и *5* — тормозные колодки; *6* — ходовой винт; *7* — регулировочный винт; *8* — рычаг; *9* — поршень; *10* — манжета; *11* — колпак; *12* — уплотнительное кольцо

занных между собой и охватывающих тормозной диск, позволяет ему через отверстия в сегменте *13* воспринимать силы трения, возникающие при прижатии колодок *2* и *3* к вращающемуся тормозному диску *1* и тем самым предохранить (разгрузить) скобу *6* и ходовой винт *8* от действия этих сил и, как следствие, предотвратить перекос трущихся поверхностей фрикционных накладок. Несмотря на то, что в конструкции на рис. 4 удалось разгрузить скобу и ходовой винт, остался существенный недостаток — большой габаритный размер по ширине, который был устранен в конструкции, показанной на рис. 5 [5].

При воздействии на рычаг *9* последний перемещается, преодолевая сопротивление связанной с ним возвратной пружины, поворачивает винт *8* в резьбе скобы *6*, перемещает ее вместе с левой колодкой *3* вправо, прижимая последнюю к вращающемуся диску *1*. Одновременно с этим ввиду того, что резьбы винта *8* имеют противоположные направления происходит встречное перемещение гайки вместе с правой колодкой *2* и ее прижатие к

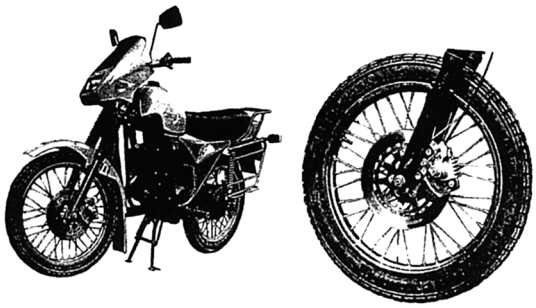


Рис. 3. Мотоцикл ММВЗ с разработанным дисковым тормозом и переднее колесо

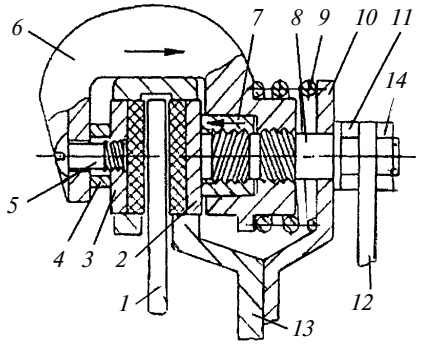


Рис. 4. Схема однодискового тормоза с разгруженной скобой:
1 — тормозной диск; *2* и *3* — тормозные колодки; *4* — втулка; *5* — винт крепления левой колодки; *6* — скоба; *7* — гайка ходового винта; *8* — ходовой винт с резьбами противоположных направлений; *9* — пружина; *10* — кронштейн; *11* — регулировочная гайка; *12* — рычаг; *13* — корпус; *14* — гайка

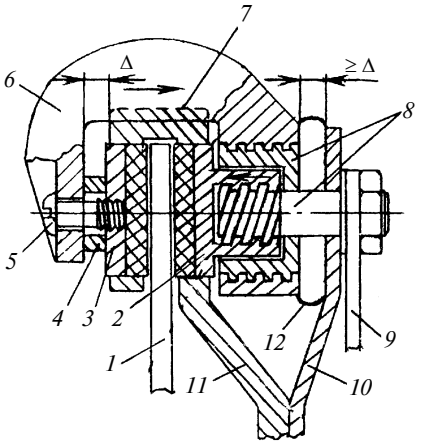


Рис. 5. Схема однодискового тормоза с ходовым винтом, имеющим наружные резьбы противоположных направлений большего и меньшего диаметров:
1 — тормозной диск; *2* и *3* — колодки; *4* — втулка; *5* — винт крепления колодки; *6* — скоба; *7* — подвижное соединение скобы с корпусом; *8* — ходовой винт; *9* — рычаг; *10* — кронштейн; *11* — корпус; *12* — уплотнение

диску *1*. Возникающие при этом силы трения воспринимаются корпусом *11*, в сегментах которого размещены колодки *2* и *3*, что предохраняет скобу *6* от скручивания и винт *8* от изгиба. Так как резьбы винта *8* имеют одинаковый шаг, колодки *2* и *3* при повороте тормозного рычага одновременно устремляются навстречу одна другой [стрелками показаны направления перемещения скобы *6* и колодки (гайки) *2*], проходя равные расстояния. В результате создаются одинаковые нагрузки на диск *1* с обеих сторон и происходит торможение. Это обеспечивает равномерный износ накладок колодок *2* и *3*. Расстояния Δ между скобой *6* и корпусом *11* с одной стороны и скобой *6* и кронштейном *10* с другой обеспечивают работоспособность тормозного механизма, позволяя перемещаться скобе в процессе работы вправо, и одновременно ограничивают износ фрикционных накладок допустимой величиной.

Расстояние Δ между скобой и левым сегментом корпуса соответствует допустимому износу фрикционной накладки. Расстояние между скобой и кронштейном больше или равно расстоянию между скобой и левым сегментом корпуса (⩾ Δ). Между скобой и кронштейном с одной стороны и скобой и корпусом с другой имеются уплотнения. Левая колодка закреплена на скобе винтом *5*. Высота втулки *4* выбрана с учетом допустимого износа фрикционной накладки.

Выполнение ходового винта в виде цилиндра и вала разных диаметров, имеющих наружные резьбы большего и меньшего диаметров с противоположным направлением, позволяет разместить резьбы параллельно, одну над другой и тем самым значительно сократить длину ходового винта. Это, в свою очередь, позволяет уменьшить габаритный размер тормоза — его ширину и, следовательно, снизить его металлоемкость, а также предохраняет от возможных повреждении, влияющих на долговечность и работоспособность тормозного механизма. Кроме того, параллельное размещение (одно в другом) на ходовом винте участков резьбы противоположных направлений по сравнению с винтом одного направления (возможная альтернатива) в значительной степени повышает долговечность и работоспособность тормоза благодаря тому, что любому повороту ходового винта соответствует двойное (суммарное) перемещение колодок (скобы и гайки) навстречу друг другу. Следовательно, для торможения потребуется вдвое меньший поворот ходового винта (рычага), что вдвое увеличивает быстродействие винтовой передачи, уменьшает износ трущихся поверхностей последней. Это имеет особое, первостепенное значение для переднего тормоза мотоцикла, где возможности поворота рычага ходового винта существенно ограничены ходом рукоятки тормозного привода (размерами кисти руки человека).

В последней конструкции устранены все недостатки схемы тормоза на рис. 1 — увеличенная ширина (из-за двух последовательных участков резьбы) и сложное нагружение, вызванное консольным приложением нагрузки. Вместе с тем сохранены достоинства всех рассмотренных схем (см. рис. 1, 2 и 4) — минимальные габариты, возможность создания очень больших нажимных усилий, которые невозможно создать с помощью обычно применяемого колесного цилиндра из-за ограничения допускаемого давления жидкости в тормозной системе, и, что самое главное, вдвое сократить угол поворота и тем самым ход рычага (рукоятки), необходимый для осуществления торможения с требуемой интенсивностью.

Таким образом, достигается повышение долговечности, работоспособности, а также снижение металлоемкости тормоза в результате уменьшения габаритных размеров, предохранения скобы от скручивания, ходового винта от изгиба, а трущихся поверхностей накладок от перекоса и, самое главное, вдвое сокращается ход рукоятки.

К достоинствам предложенных конструкций дисковых тормозов следует отнести возможность их применения с любым приводом — тросовым, механическим, состоящим из рычагов и тяг, гидравлическим, пневматическим и др. Так, на основе схемы, приведенной на рис. 2, на Белорусском автозаводе разработана конструкция и изготовлены опытные образцы дискового тормоза с механическим винтовым приводом [6]. Данный механизм предназначен как для рабочей тормозной системы карьерных самосвалов с электромеханической или гидромеханической трансмиссиями, так и для их стояночной тормозной системы. Эти механизмы успешно прошли стендовые и ресурсные испытания и устанавливаются на самосвалы БелАЗ-75570, БелАЗ-7516 и БелАЗ-75800 [6]. Схемы с нажимным винтом показали свою работоспособность как на мотоциклах, так и на большегрузных автомобилях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мамити Г. И.** Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов. Учеб. пособие для вузов. Минск: Дизайн ПРО, 1997. 112 с.
2. **SU 1325224** A1, 23.07.1987.
3. **Мамити Г. И., Льянов М. С.** Функциональный и прочностной расчет тормозов мотоцикла. Владикавказ: Рухс, 2002. 219 с.
4. **BY 4640 C1,** 09.30. 2002.
5. **Решение** о выдаче патента РФ на изобретение 2006136951/1 1 (040224) от 28.02.2008.
6. **Поляков А. А.** Дисковый тормозной механизм // Автомобильная промышленность. 2005. № 11. С. 17—19.

УДК 621.822.001.2

С. И. ЗАХАРОВ, канд. техн. наук (г. Ижевск)

Периодичность выхода из строя подшипников качения и влияние эксплуатационных свойств смазочного материала на характеристики их вибрации

Рассмотрены: периодичность вибрационных испытаний состояния подшипников качения в процессе эксплуатации и влияние на ней состояния смазочного материала, а также структура специального преобразователя для сопряжения сигнала вибрации с микропроцессором.

Ключевые слова: вибрационные испытания, подшипники качения, свойства смазочного материала, преобразователь сопряжения сигнала вибрации с микропроцессором.

Vibratory tests periodicity' of frictionless bearings state in the operational process and the influence on it of the lubricant state are considered. Structure of special converter for conjugation of the vibration signal with a microprocessor unit is also described.

Keywords: vibratory tests, frictionless bearings, lubricant's properties, converter for conjugation of the vibration signal with a microprocessor unit.

Для определения вида и формы связей между данными технических наблюдений за эксплуатацией машин и их узлов (в частности подшипников качения) широко применяют корреляционно-регрессионный анализ. В приложении к акустическим методам контроля и диагностики он, видимо, может стать основным инструментом решения задач прогнозирования и планирования операций технического обслуживания и ремонта оборудования на предприятиях. При этом важное практическое значение имеют вопросы периодичности вибрационного обследования (контроля и диагностики) подшипников качения, так как по данным, приведенным в справочнике [1], а также по результатам наблюдений за ресурсными испытаниями подшипников качения на стендах и за интервалами их замен в условиях бумажного производства и машиностроения разброс долговечности подшипников качения одного типоразмера, работающих в одинаковых условиях, по усталостному шелушению (выкрашиванию) может достигать 40-краткой величины. Кроме того, необходимо определенное соответствие эксплуатационных свойств смазочного материала режимам нагружения подшипников, позволяющее снизить скорость изменения их геометрических характеристик (например, скорость увеличения радиальных зазоров).

В данной статье рассмотрено определение необходимой периодичности проведения вибрационного обследования различных узлов трения качения, а также влияние изменения вязкости смазочного материала подшипников сушильных цилиндров бумагоделательных машин на наличие механических пробоев масляного слоя, контролируемого параметрами виброускорения и электрического сопротивления в цепи "цапфа цилиндра — корпус подшипника". Кроме этого в статье представлена структура простого преобразователя аналогового сигнала для микропроцессоров в составе сборщиков данных и простых индикаторов состояния подшипников и зубчатых передач.

Вероятностная связь плотности выхода подшипников качения из строя (Y, %) с возможными расчетными значениями ресурса (X) показана на рис. 1.

Интерполяционное (регрессионное) уравнение, составленное на основании рис. 1, имеет вид:

$$Y = -64{,}01 + 103{,}25X - 38{,}1X^2 + 4{,}08X^3$$

$$\text{для} \int_1^{40} Y\mathrm{d}X > 98\ \%, \qquad (1)$$

Численное интегрирование уравнения (1) в интервале от $1{,}68X$ до $2{,}6X$ показывает, что за данный период расчетного времени X могут выйти из строя более 17 % подшипников качения. Следовательно, оценить наибольший интервал T времени периодичности вибрационных испытаний (измерений) можно по соотношению $T < X/(0{,}17N)$, где N — число подшипников качения.

Например, для $X = 30\,000$ ч и $N = 1000$ T должно быть не более 7 сут на один подшипник, что указывает, скорее всего, на желательность непрерывной мониторизации машинного оборудования специальными системами вибродиагностики (на промышленных предприятиях с непрерывным производственным циклом) для предотвращения возможных аварийных ситуаций. При этом для сокращения общего времени простоев, видимо, имеется необходимость акустического прогнозирования остаточного ресурса наработки различных деталей и узлов машин.

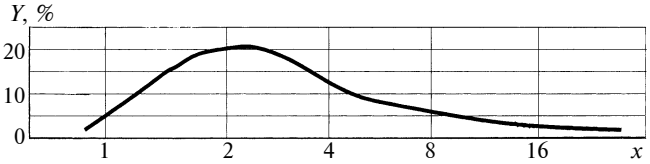


Рис. 1

Номер п/п	Отношение объемов ИГП-140/керосин	Пик-фактор виброускорения 22 % высших частот; (его изменение)	Максимальная амплитуда на резонансной частоте Д-14, дБ; (ее изменение)	Ток через высокоомный резистор, мкА
1	1/0	3,78; (0)	−87; (0)	0,0
2	1/1	3,78; (0)	−84; (+3)	0,0
3	1/3	4,9; (+1,12)	−71; (+16)	0,1
4	1/9	5,74; (+1,96)	−57; (+30)	0,3

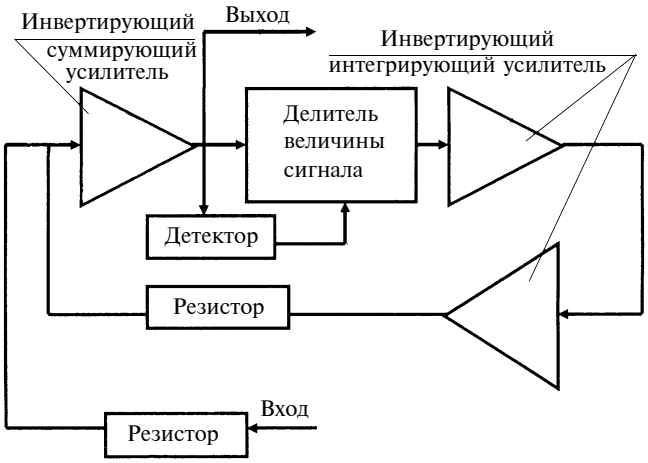


Рис. 2

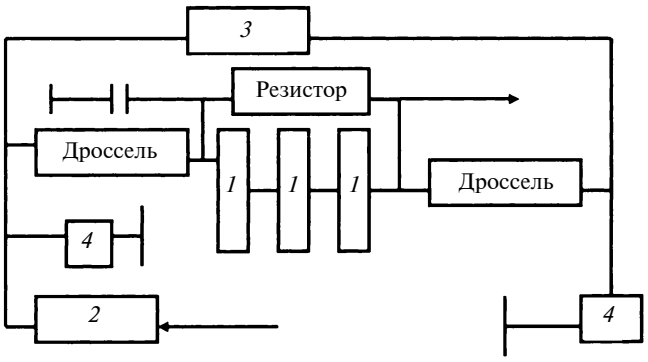


Рис. 3

Для оценки влияния вязкости смазочного материала на параметры виброускорения в филиале ЦНИИБуммаша г. Ижевска были проведены стендовые испытания подшипников качения сушильного цилиндра машины Б-15 при использовании масла ИГП-140, разбавленного керосином (при частоте вращения 120 мин$^{-1}$). Кроме этого контролировалось сопротивление прохождению электрического тока с частотой 200 кГц в цепи "цапфа цилиндра — корпус подшипника", состоящей из последовательно соединенных генератора электрического сигнала, высокоомного резистора и воздушного конденсатора цапфы (с целью дублирования регистрации наличия пробоев масляной пленки).

Регистрировались пик-фактор высших частот виброускорения и амплитуда (в дБ) на резонансной частоте акселерометра Д-14 по отношению к общему уровню виброускорения (SPM-M). Структура фильтра высших частот для выделения 22 % интегрального уровня виброускорения [2] представлена на рис. 2, а результаты испытаний сведены в таблицу. Из таблицы видно, что наличие пробоев масляной пленки и наличие металлического контакта между наружным и внутренним кольцами подшипника качения в процессе эксплуатации можно фиксировать средствами вибродиагностики.

С целью снижения стоимости портативных многофункциональных средств виброконтроля и диагностики на базе конвертора [3] в ООО "Бифор" был разработан специальный преобразователь для сопряжения сигнала вибрации с микропроцессором. Его структура представлена па рис. 3. Он содержит три логических инвертора *1*, включенных по схеме усилителя класса D [4]. Отрицательная обратная связь на резисторах 2 и 3 обеспечивает высокую линейность преобразования входного напряжения в скважность импульсов на выходе. Дроссели и конденсаторы *4* в его составе предотвращают прохождение высокочастотных импульсов от логических элементов *1* в предусилители сигнала вибрации. Наибольший эффект он обеспечивает при $8 \div 10$ разрядах преобразования и частоте импульсов в интервале $0{,}25 \div 1{,}5$ МГц, хотя возможен и режим генерации импульсов до 150 МГц. Кроме того, режим усиления класса D не критичен к температурному дрейфу выходной частоты дискретизации, что гарантирует достаточно высокое качество преобразования при простоте схемотехники.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бейзельман Р. А., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я.** Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1975. 572 с.
2. **Пат. 2036455** Рос. Федерация: Сенсор для диагностики подшипников качения.
3. **Заявка 2002119347** Рос. Федерация: МПК^7 Н 03 С 5/00: Конвертор.
4. **Шкритек П.** Справочное руководство по звуковой схемотехнике. М.: Мир, 1991. 445 с.

УДК 669.021:621.762

И. М. МАЛЬЦЕВ, канд. техн. наук, А. Н. СЕДУНОВ (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева)

Программный комплекс "СТАЛЬ"

В машиностроении при создании изделия выбор марки стали является важным вопросом, для решения которого предлагаются различные подходы. Однако на сегодняшний день комплексного показателя свойств стали, по которому можно выбрать марку стали, нет.

В современной информационной среде, построенной на компьютерных технологиях, большое место занимают базы данных (БД) в виде марочников и электронных таблиц, к которым относятся программные комплексы, созданные в МГТУ им. Э. Н. Баумана, МИСиС, МАДИ и НГТУ. Существуют сайты, в которых можно найти информацию по изделиям из сталей, но по ним нельзя выбрать марку стали для проектируемого изделия.

Подходы к выбору материала весьма разнообразны как по концепции выбора, так и по предлагаемым алгоритмам, но все они основаны на необходимости учета множества как конструкционных, так и технологических

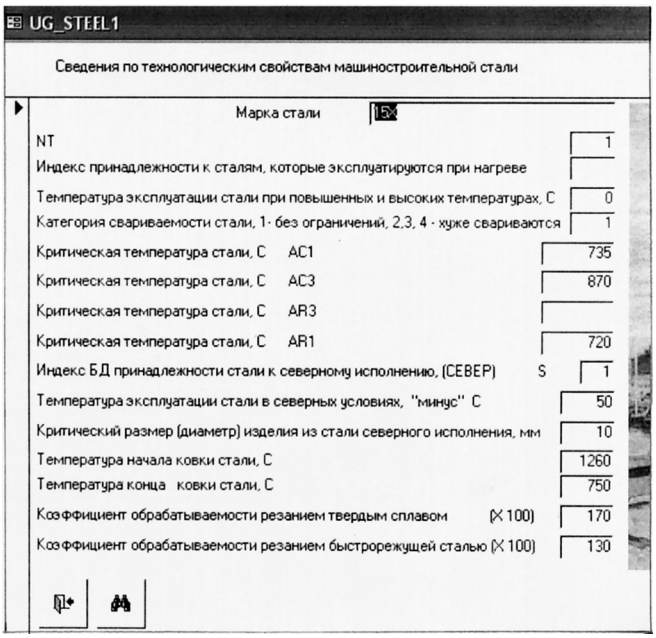


Рис. 1. Форма "Технологические свойства"

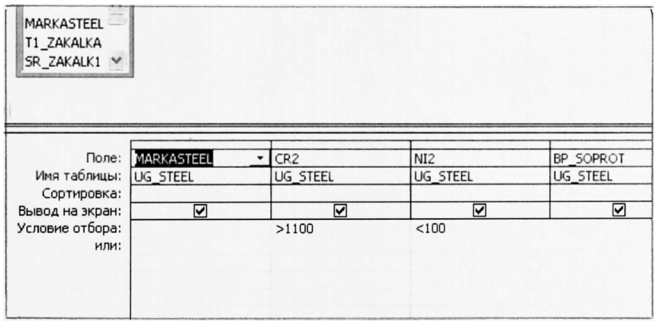
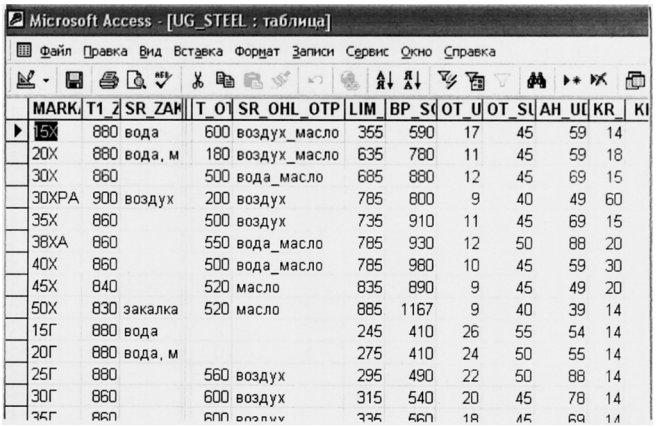


Рис. 2. Окно "Конструктор запроса"



MARK	T1_Z	SR_ZAK	T_OT	SR_OHL_OTP	LIM_	BP_SO	OT_U	OT_SU	AH_UD	KR_	KI
15Х	880	вода	600	воздух_масло	355	590	17	45	59	14	
20Х	880	вода, м	180	воздух_масло	635	780	11	45	59	18	
30Х	860		500	вода_масло	685	880	12	45	69	15	
30ХРА	900	воздух	200	воздух	785	800	9	40	49	60	
35Х	860		500	воздух	735	910	11	45	69	15	
38ХА	860		550	вода_масло	785	930	12	50	88	20	
40Х	860		500	вода_масло	785	980	10	45	59	30	
45Х	840		520	масло	835	890	9	45	49	20	
50Х	830	закалка	520	масло	885	1167	9	40	39	14	
15Г	880	вода			245	410	26	55	54	14	
20Г	880	вода, м			275	410	24	50	55	14	
25Г	880		560	воздух	295	490	22	50	88	14	
30Г	860		600	воздух	315	540	20	45	78	14	
35Г	860		600	воздух	335	560	18	45	69	14	

Рис. 3. Фрагмент главной таблицы

критериев. Использование БД при выборе материала для разрабатываемого изделия — современный и высокопрофессиональный подход. Применение программных комплексов позволяет уйти от рутинной работы и значительно снизить ошибки. Достоинством БД является возможность внесения изменений в их структуру. Правильность выбора марки стали зависит от полноты БД и формулировки запроса.

Разработанный в НГТУ программный комплекс (ПК) "СТАЛЬ" (www.innov.ru/steel) предназначен для выбора марки стали по конструкционным и технологическим критериям. В данном ПК отражены следующие механические характеристики сталей: временно́е сопротивление ($\sigma_в$), предел выносливости (σ_{-1}), предел упругости ($\sigma_{0,2}$), модуль Юнга (E), модуль сдвига (G), плотность отожженной стали (q), модуль упругости (λ), ударная вязкость (KCU) и т. п.

В Memo-полях для каждой марки стали раазмещается следующая информация: химический состав, рекомендации по стандартным термическим (ТО) и химико-термическим (ХТО) обработкам, склонность к обезуглероживанию, способы сварки, свариваемость, чувствительность к перегреву, назначение легирующих элементов, коррозионная стойкость, прокаливаемость (по диаграмме Блантера и ГОСТ), а также технологические свойства — параметры (режимы) резания, сварки, обработки давлением, особенности ТО и ХТО, критические температуры и т. д. В БД содержатся данные для сталей, прошедших термическую обработку. Если режимов обработки несколько, то приводятся данные для каждого вида. Имеется информация по сталям в состоянии поставки.

В ПК "СТАЛЬ" представлены 800 марок сталей следующих групп: конструкционные легированные; рессорно-пружинные; подшипниковые; углеродистые; конструкционные; литейные; повышенной обрабатываемости (автоматные); углеродистые инструментальные; коррозионно-стойкие; инструментальные легированные (в том что быстрорежущие); мартенситостареющие; порошковые; строительные; с карбонитридным упрочнением; теплостойкие.

При обращении к форме "Технологические свойства" выводится информация, показанная на рис. 1.

В новой версии ПК "СТАЛЬ" имеется функция конструирования запроса (рис. 2). С помощью инструментов ACCESS можно ввести более двадцати критериев отбора, например, химический состав, временно́е сопротивление при растяжении и т. д.

ПК "СТАЛЬ" в отличие от других разработок позволяет вносить изменения в данные, используя функцию ACCESS "Таблица" (рис. 3).

В настоящее время ПК "СТАЛЬ" проходит апробацию на машиностроительных предприятия Нижегородской области. Уже получены положительные отзывы. Кроме того, данный программный комплекс можно использовать в учебном процессе. В стадии разработки находятся специальные программные модули анализа БД для определения надежности изделия при использовании выбранной стали.

Под таким названием с 27 по 30 января 2009 г. на территории ЦВК "Экспоцентр" проходила семнадцатая международная выставка, организованная компанией "Мессе Дюсельдорф ГмбХ" (Германия), ООО "Мессе Дюсельдорф" (Москва, Россия) при сотрудничестве итальянской компании Centrexpo, и поддержке Правительства Москвы и содействии ЗАО "Экспоцентр". Большое внимание на выставке было уделено машинам и оборудованию для производства упаковки. В выставке приняли участие немецкие и итальянские компании (≈ 70 %), остальные экспонаты были представлены другими странами, в том числе и Россией.

ООО "Боймер" (г. Москва) предложило потребителям транспортировочную, погрузочную и палетирующую технику, упаковочное оборудование и сортировочно-распределительные системы.

Стальной пластинчатый конвейер, оснащенный перекрывающими друг друга (без непосредственного контакта) секциями. Конвейер работает с высокой производительностью и может эксплуатироваться при комбинированной трассе и больших углах подъема, с возможностью промежуточной пересыпки грузов. Пластины конвейера могут быть чашуйчатыми с приводом, шарнирными ковшовыми и лотковыми.

Установку мод. BEUMER robotpac для палетирования и депалетирования различных предметов, что обеспечивается захватными устройствами. Следящая система управления гарантирует простоту эксплуатации и гибкую переналадку, что необходимо при изменении условий работы. Установка работает в автоматическом режиме и может использоваться для разгрузки с поддонов мешков, ящиков, товаров в упаковке и т. п. Ее производительность до 600 рабочих циклов в час. В зависимости от размеров упаковок и их взаимного расположения возможен одновременный захват нескольких из них, благодаря чему производительность установки повышается в 2—4 раза и т. д. Для разных видов упаковок установка оснащена взаимозаменяемыми грузозахватными модулями для поддонов — вильчатым или вакуумным грейфером. Грейфер позволяет в автоматическом режиме подавать поддоны без применения дополнительного съемного устройства. Управление установкой осуществляется манипулятором по четырем осям (ось 1 — 115 о/с, ось 2 — 120 о/с, ось 3 — 135 о/с, ось 4 — 300 о/с) с точностью ± 0,5 мм и может изменяться в соответствии с программой пакетирования. Высота подъема груза до 3130 мм.

Завод полимерного машиностроения "ТРИГЛА" (г. Москва) демонстрировал оборудование для рециклинга полимеров.

Компактор мод GZV-S-B130 для уплотнения в 10÷40 раз отходов вспененных полистирола (пенопласта), полиэтилена и полипропилена. Отходы загружаются в приемный бункер размерами 1400 × 700 мм, где предварительно измельчаются двухроторным шредером. Дальнейшее измельчение и уплотнение материала осуществляется шнеком и гильзой специальной конструкции. Уплотненный материал выходит из гильзы в виде квадратных брикетов размерами 130 × 130 мм с плотностью 250÷300 кг/м^3. Давление при работе компактора контролируется в автоматическом режиме. Камера прессования изготовлена из коррозионно-стойкой стали, что позволяет прессовать влажный материал. Система охлаждения цилиндра позволяет работать безостановочно. При пустом бункере компактор отключается автоматически. Загрузка материала — вручную, конвейером или через бункер-накопитель. Производительность компактора около 15 кг/ч. Его питающее напряжение 220 В, мощность 1,5 кВт, габаритные размеры 2200 × 500 × 145 мм, масса 250 кг.

Агломератор мод. АГМ-15 предназначен для измельчения, агломерирования, предварительной подсушки вторичных пленочных отходов полимерных материалов. Агломератор—устройство периодического действия, используемое только для агломерации или только для подсушки материала. Производительность агломератора при переработке пленки толщиной 80÷200 мкм составляет 50÷70 кг/ч, а толщиной до 80 мкм — до 40÷50 кг/ч. Мощность двигателя 15 кВт. Число рабочих ножей 4 шт. Габаритные размеры агломератора 1400 × 650 × 1250 мм, масса 600 кг.

Металлосепаратор мод. Quicktron предназначен для определения мельчайших частиц металла в свободно подающем потоке сырья и их сепарации в автоматическом режиме с высокой надежностью, без остановки технологической линии. В момент срабатывания металлические частицы или частицы вместе с незначительной долей основного материала отбрасываются в емкость для отходов. Сепаратор предназначен для защиты литьевых машин, экструдеров и линий грануляции, а также может устанавливаться после систем транспортирования сырья и линии измельчения отходов.

Компания Rovema (Германия) предложила потребителям свою продукцию.

Вертикальную рукавную упаковочную машину прерывистого действия мод. VPI. Упаковочная пленка подается направляющими роликами к формующему воротнику, который формирует из пленки рукав. Продукт сбрасывается в рукав через фасовочную трубу. Сварочное устройство делает на рукаве продольный шов. Вакуумные ремни стягивают упаковочный материал с фасовочной трубы. Затем на рукаве упаковочного материала делается поперечный сварочный шов. Таким образом формируется пакет. Готовый пакет отделяется ножом. Система контроля исключает выпуск негерметичной упаковки. Система контроля Rovema на базе промышленного компьютера с сенсорным дисплеем позволяет проводить диагностику в режиме он-лайн. Регулируемая ширина раскрытия поперечных сварочных колодок с сохранением значений в памяти компьютера гарантирует максимальную производительность. Время простоя машины невелико благодаря быстрой смене формата; сварочных устройств, рулонов и упаковочного материала.

Шнековый дозатор мод. SДХ 50/75/150 обеспечивает точное дозирование различных сыпучих веществ. Продукт подающим шнеком направляется в воронку. Элек-

тродвигатель приводит в движение мешалку, а сервопривод вращает шнек, дозирующий продукт по массе. В дозаторе продукт равномерно перемешивается. Плавное регулирование частоты вращения шнека в дозаторе обеспечивает дополнительную точность дозирования. Шнековый дозатор может использоваться самостоятельно или вместе с другими машинами в составе упаковочной линии Rovema.

Компания OMAG (Италия) представила на выставке различное упаковочное оборудование.

Многодорожечный автомат мод. OMAG CS со шнековым дозатором, принадлежащий к новому поколению многодорожечных автоматов вертикального типа. Осуществляется упаковка в "СТИК-пакет" порошкообразных и трудносыпучих материалов. Такая форма упаковки позволяет экономить до 30 % упаковочного материала. Автомат — импульсного действия. Для упаковки используется рулонный термосвариваемый материал, который разрезается на полосы в соответствии с числом дорожек. Далее на трубках формируются рукава. Сначала осуществляются продольная и вертикальная сварка с загибом сварного шва, затем — горизонтальная сварка нижнего шва, дозировка и выгрузка продукта, далее — верхняя горизонтальная сварка и отрезка готового стика, после чего он попадает на конвейер, оборудованный системой отбраковки пустых стиков. Длина пакета задается и контролируется энкодером и электронной системой управления. Осуществляется электронный контроль размотки бобины. Аварийная сигнализация информирует об окончании упаковочного материала. Автомат оборудован устройством для облегчения склеивания упаковочного материала при замене бобины. Привод автомата — от серводвигателя мод. BRUSHLESS мощностью до 12 кВт при напряжении 380 В. Автомат оборудован фотоэлементом для центрирования печатного рисунка на пакете. Управление осуществляется с сенсорного русифицированного дисплея OMRON. Такой дисплей управления позволяет устанавливать и запоминать все параметры рабочего цикла машины, а также отображать аварии и данные диагностики. Число дорожек автомата до 12, диаметр бобины до 550 мм при ширине до 770 мм. Габаритные размеры автомата 1700 × 2000 × 2700 мм, масса 1,9 т, уровень шума при работе 78 дБ.

Автомат мод. DIVA (CSD/5) импульсного действия, работающий по пяти дорожкам, специально разработан и оборудован для фасовки легкосыпучих и гранулированных продуктов. Скорость работы автомата до 60 циклов/мин по каждой дорожке, производительность максимальна для автоматов данного типа. Упаковочный материал — любой термосвариваемый, пригодный для работы на импульсных автоматах. Длина пакетов 60÷135 мм. Дозирующая система — ротационный дозатор, точно регулирующий объем дозы без остановки автомата.

Фирма Soma enqineerinq (Чешская республика) предложила потребителям этикетировочные и флаторезальные машины.

Этикетировочную машину мод. WetLAN110 для емкостей при их линейном прохождении с использованием холодного клея. Емкости с конвейера поступают на станцию, где равномерно распределяются и подаются к месту наклейки этикеток. Этикетки с нанесенным холодным клеем захватываются и прочно фиксируются на емкостях. Машина может работать с этикетками различной формы. Производительность машины до 24 000 этикеток/ч. Емкости имеют минимальные: диаметр 40 мм, высоту 40 мм, длину 80 мм. Высота этикеток 50÷315 мм.

Флоторезательную машину мод. SomaCut 900 для производства листов бумаги из полота разматываемого рулона шириной 1540 мм и последующего их штабелирования. Продольное разрезание и обрезка кромок полотна осуществляются трехдисковыми ножами. Поперечная резка осуществляется стационарным нижним ножом и вращающимся верхним ножом, смонтированным на валу. Для укладки листов и подачи их на штабелеукладчик служат два конвейера. Штабелеукладчик обеспечивает равномерную укладку листов на поддоне. Положение заднего и боковых упоров можно регулировать для получения необходимого формата листа. Ширина получаемых листов 210÷900 мм, длина 295÷1200 мм. Плотность обрабатываемой бумаги 300 г/м^2. Габаритные размеры машины 2960 × 11000 × 2015 мм, масса 7 т.

Компания BOSCH (Германия) предложила на выставке новые разработки.

Многостороннюю и мобильную горизонтальную рукавную упаковочную машину Tevopharm Pack 201. Машина разработана с учетом высоких стандартов качества, имеет минимальное число деталей, надежна и проста в обслуживании. Системы подачи (продольная и поперечная) и сварки соответствуют современным санитарным нормам. Машина хорошо зарекомендовала себя при упаковке мягких изделий. К ее особенностям можно отнести синхронное управление сервоприводами и программное обеспечение. Корпус машины и детали, соприкасающиеся с упаковываемым продуктом, выполнены из высококачественной коррозионно-стойкой стали. Машина может быть интегрирована в технологическую линию с продольной и поперечной подачей продукта. Максимальный диаметр рулона 400 мм, ширина 650 мм, масса 35 кг. Производительность машины 150 пакетов/мин. Высота продольной сварки до 20 мм, ширина поперечного сварочного шва до 25 мм, двойная или тройная. Питающее напряжение машины 400 В, потребляемая мощность 6 кВт.

Горизонтальный упаковочный автомат мод. Stratus^{TM} для упаковки продуктов в гибкую полипропиленовую пленку, полиэтилен и другие термосвариваемые пленки. Он оснащен тремя сервоприводами с электронным управлением, что обеспечивает быструю и точную смену формата. По словам представителей компании установка и запуск автомата занимают не более двух часов, а его компактная конструкция легко вписывается в любое производство. Двадцать производственных программ могут быть сохранены в памяти автомата, что облегчает работу оператора. Также производственные программы обеспечивают точность смены длины упаковки, положения продукта, скорости сварки и порядка подачи продукта и пленки на сварные губки. Автомат производит до 150 упаковок/мин при оснащении двойными сварными губками и до 90 упаковок/мин при наличии одной сварочной губки. Точное управление нагревом с цифровой индикацией, блокировкой и аварийной сигнализацией

обеспечивает постоянное качество сварки. Питающее напряжение автомата 220 В.

Компания "Балитекс" предложила на российский рынок оборудование, изготовленное в КНР.

Высокопроизводительную экструзионную линию мод. PE63 для производства напорных труб из полиэтилена. Такие трубы предназначены для транспортировки воды и других жидких и газообразных веществ, к которым полиэтилен химически стоек. Диаметр труб 16÷63 мм, длина до 5900 мм. Мощность: помпы — 3 кВт, двигателя резки готовых труб — 1,5 кВт. Диаметр рабочей пилы 60 мм.

Плоскощелевую экструзионную установку для производства из термопластичных материалов листов и панелей, которые широко применяются в качестве строительных и отделочных материалов. На установке можно изготовлять одно- и многослойные листы из первичного материала или с использованием вторичного сырья. В состав линии входят несколько экструдеров, плоскощелевая головка, калибровочное и тянущее устройство, роликовый конвейер, узел резки и приемный стол.

Пневмоформовочную машину мод. S71B, работающую в автоматическом режиме с компьютерным управлением, для производства широкого ассортимента тонкостенных изделий из пластиковой ленты с одновременной вырубкой, в качестве упаковки. Машина оснащена системой компьютерного управления, осуществляющей цифровые операции, аварийное оповещение и сохраняющей в памяти до 100 программ. Высокоточный сервопривод обеспечивает погрешность подачи ленты ⩽ 2 мм. Четырехколонная конструкция машины обеспечивает точность смыкания пресс-формы, износостойкость и долговечность ее режущих кромок. Керамические нагревательные элементы обеспечивают хороший нагрев и безопасность в работе. Пневматическое устройство обеспечивает точную подачу ленты на заданную длину. Материал ленты: ПП, ПС, ПВХ, АВС и ПЭТ толщиной 0,4÷1,8 мм и шириной 510÷710 мм. Максимальные: перемещение ленты — 400 мм, площадь формирования — 400 × 650 мм, глубина формования — 120 мм. Рабочая скорость машины ⩽ 23 цикла/мин, питающее напряжение 380 или 220 В. Мощность: нагревателя — 97,2 кВт, главного двигателя — 7,5 кВт. Давление сжатого воздуха 0,8÷1 МПа. Потребление: сжатого воздуха — 3600 л/мин, воды — 60 л/мин.

Термопластавтомат мод. HSJ-90 для производства широкого ассортимента изделий из термопластичных материалов методом литья под давлением. Он оснащен системой управления и регулирования по важнейшим технологическим параметрам, имеет жесткую конструкцию и узел смыкания с массивными плитами и высокой степенью их параллельности. Диаметр шнека термопластавтомата 38 мм, величина впрыска 144 г со скоростью 73 г/с при давлении 144 МПа. Усилие смыкания пресс-форм 800 кН. Усилие выталкивания готовой продукции 27 кН. Мощность: насоса — 7,5 кВт, нагревателя — 5,71 кВт; вместимость масляного бака 180 л. Габаритные размеры термопластавтомата 3500 × 1000 × 1550 мм, масса 2,8 т.

Компактные сушильные установки серии SCД, совмещающие функции сушки, влагоотделения и перегрузки материала. В одном корпусе установок объединены: сушильный бункер, системы обдува материала и центрифуга для отделения влаги. В состав установки входят также два автозагрузчика. Стандартное содержание влаги в материале после его обработки в сушильном бункере составляет 0,015÷0,004 %. Установки предназначены для сушки PA, PC, PBT, PET и других пластиков. Осуществляется автоматическое управление процессом сушки. Герметичная система циркуляции воздуха позволяет повысить эффективность сушки и сократить энергозатраты.

Автозагрузчик мод. SAL-400 предназначен для подачи гранул любого материала в загрузочные бункеры машин. Бункер вместимостью 12 л изготовлен из коррозионностойкой стали и оснащен вакуумным насосом, системой контроля и сигнализации наличия материала, устройством защиты электродвигателя. Автозагрузчик отличается компактными размерами, небольшой массой, сильной вакуумной тягой, простотой установки и обслуживания, высокой надежностью. Мощность двигателя 750 Вт, производительность 300 кг/ч, диаметр подающей трубы 38 мм.

Выставку можно назвать ведущей в области технологий и оборудования для упаковочной индустрии. Ее посетили и специалисты смежных отраслей производства. Их интерес был сосредоточен на новых технологиях и оборудовании.

Во время выставки был проведен семинар "Инновационные технологии контроля в упаковочной индустрии — гарантия качества и безопасности упаковочной продукции".

А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК

Кондаков А.И., Васильев А.С. **Выбор заготовок в машиностроении**: справочник. 2007. – 560 с., тв. пер., 60×88 1/16

ISBN 978-5-217-03382-9

Цена с НДС 440 руб.

Изложен методический подход и необходимое информационное обеспечение для обоснованного выбора исходных заготовок в условиях современного многономенклатурного машиностроительного производства. Приведены характеристики свойств основных конструкционных материалов и рекомендации по их выбору. Даны сведения об основных видах заготовок и способах их изготовления. Указаны основные критерии и правила выбора заготовок. Изложены различные методики обоснования решений, принимаемых при выборе заготовок. Рассмотрены проблемы автоматизации выбора заготовок на основе современных информационных технологий.

Для специалистов и технологов промышленных предприятий, работников научно-исследовательских учреждений, аспирантов и студентов втузов.

Приобрести книгу можно непосредственно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку в отдел реализации по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4. ООО "Издательство Машиностроение". Справки по тел. (499) 269-66-00. http://www.mashin.ru