ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

5

2016

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

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

Адрес редакции:

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

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Иванов А. С., Муркин С. В. — Расчет резьбовых соединений приводов 3

Евсюков С. А., Небогов С. М., Пунин В. И., Федотов И. Л. — Теоретические исследования поверхностно-пластической деформации резьбы при воздействии ультразвуковых колебаний 11

Ивахненко А. Г., Куц В. В., Ивахненко Е. О. — Структурно-параметрический синтез металлорежущих систем с гибридной компоновкой 17

Дмитриев С. Ф., Катасонов А. О., Маликов В. Н., Сагалаков А. М. — Вихретоковая измерительная система для исследования дефектов сплавов и сварных швов . . . 23

Кошелев А. В. — Эффективность вибрационной измельчительной машины с параметрическим возбуждением 27

Шермухамедов А. А., Салимджанов Р. Т., Тогаев А. А. — Обоснование показателей безотказности и долговечности проектируемой рамы прицепа 32

Петрухин А. В., Москвичева Н. П., Санинский В. А., Кочкин М. В. — Алгоритмы работы элементов автоматизированного подбора комплектующих деталей при сборке многоопорного подшипникового узла ДВС 38

Шмелев А. В., Сидоренко Д. Н., Рубцов А. В. — Расчетно-экспериментальная оценка усталостной долговечности тонкостенных несущих конструкций с отверстием при кручении 42

Печенин В. А., Болотов М. А. — Погрешности базирования при координатных измерениях цилиндрических зубчатых колес 47

Клебанов Я. М., Чалкин А. С. — Оценка нижней границы предела приспособляемости тонкостенных конструкций из материала СИАЛ методом конечных элементов 51

Гордеев Б. А., Леонтьева А. В., Плехов А. С., Гордеев А. Б. — Демпфирование ударных нагрузок интегральными гидроопорами 56

Ан И-Кан — Распределение усилий между звеньями планетарного механизма типа *k—h—v* 60

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Винокуров Г. Г., Пермяков П. П., Винокурова С. Г., Попов О. Н. — Применение теории марковских процессов для исследования микрогеометрии поверхности порошковых покрытий при трении скольжения 63

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Смыслов А. М., Быбин А. А., Даутов С. С. — Влияние алитирования поверхности интерметаллидного сплава TNM-B1 на стойкость к высокотемпературному окислению и газовой коррозии 68

Сулейманова И. Р., Ерисов Я. А., Шляпугин А. Г. — Компьютерное моделирование процесса штамповки полутора из кольцевой заготовки 72

Табаков В. П., Чихранов А. В. — Влияние условий осаждения покрытия на его механические свойства и работоспособность режущего инструмента 74

Проблемы теории и практики резания материалов

Кабалдин Ю. Г., Шатагин Д. А., Зотов В. О. — Структурно-энергетический подход к процессу изнашивания и диагностике твердосплавного режущего инструмента . . . 79

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Нагиева М. Г. — Асинхронный электродвигатель с широким диапазоном регулирования . . 86

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Ivanov A. S., Murkin S. V. — Analysis of threaded joints of drives

Evsyukov S. A., Nebogov S. M., Punin V. I., Fedotov I. L. — Theoretical research of thread surface plastic deformation at action of ultrasonic vibrations

Ivakhnenko A. G., Kuts V. V., Ivakhnenko E. O. — Structural parametric synthesis of metal cutting systems with hybrid assembly

Dmitriev S. F., Katasonov A. O., Malikov V. N., Sagalakov A. M. — Eddy-current measuring system for research of defects in alloys and welded seams

Koshelev A. V. — Effectiveness of vibrating mincing machine with parametric exciting

Shermukhamedov A. A., Salimdzhanov R. T., Togaev A. A. — Substantiation of indicators of failure-free and durability of designed trailer frame

Petrukhin A. V., Moskvicheva N. P., Saninskiy V. A., Kochkin M. V. — Algorithms of elements operation of automatic selection of component parts at assembly of multiple-seated bearing assembly of internal combustion engine

Shmelev A. V., Sidorenko D. N., Rubtsov A. V. — Analytical and experimental assessment of fatigue life of thin-walled load-carrying structures with hole at torsion

Pechenin V. A., Bolotov M. A. — Referencing errors at coordinate measurements of cylindrical tooth wheels

Klebanov Ya. M., Chalkin A. S. — Assessment of lower limit of adaptability of thin-walled structures form GLARE material by finite element method

Gordeev B. A., Leont'yeva A. V., Plekhov A. S., Gordeev A. B. — Damping of impact loads by integral hydromounts

An I-Kan — Distribution of forces between segments of *k-h-v* type planetary gear

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Vinokurov G. G., Permyakov P. P., Vinokurova S. G., Popov O. N. — Application of Markov processes theory for research of surface micro-geometry of powder coatings at sliding friction

MANUFACTURING ENGINEERING

Smyslov A. M., Bybin A. A., Dautov S. S. — Influence of surface alitizing of TNM-B1 intermetallic alloy on resistance to high-temperature oxidation and gas corrosion

Suleymanova I. R., Erisov Ya. A., Shlyapugin A. G. — Computer modeling of half-torus forming process from ring billet

Tabakov V. P., Chikhranov A. V. — Influence of coating deposition conditions on its mechanical properties and working capacity of cutting tool

Problems of theory and practice of materials cutting

Kabaldin Yu. G., Shatagin D. A., Zotov V. O. — Structure-energy approach to wear process and diagnostics of hard-alloy cutting tool

TECHNICAL INFORMATION

Nagieva M. G. — Asynchronous electric motor with wide range of regulation

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

Сдано в набор 25.02.2016. Подписано в печать 19.04.2016.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

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

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 539.371.001.24

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

Расчет резьбовых соединений приводов[1]

Разработаны уточненная и инженерная методики расчета нагруженных отрывающей силой и опрокидывающим моментом резьбовых соединений с параметром шероховатости $Ra \geq 1{,}25$ мкм контактных поверхностей фланцев, нагружение которых превышает 10^6 циклов.

Ключевые слова: резьбовое соединение, винт, шероховатость поверхности, сопротивление усталости.

The refined and engineering analysis methodics of threaded joints, loaded by tearing force and tilting moment, with $Ra \geq 1{,}25$ μm roughness of contact flange surfaces, the loading of which exceeds 10^6 cycles, are developed.

Keywords: threaded joint, screw, surface roughness, fatigue resistance.

Резьбовым соединением приводов названо нагруженное отрывающей силой и опрокидывающим моментом групповое резьбовое соединение, фланцы которого имеют стягиваемые винтами контактные поверхности с параметром шероховатости $Ra \geq 1{,}25$ мкм (в большинстве случаев $Ra = 3{,}6$ мкм), а число циклов нагружения превышает 10^6.

В работе И. А. Биргера и Г. Б. Иосилевича [1] для снижения внешней нагрузки, приходящейся на винты, рекомендуется затягивать последние до напряжений в них $(0{,}6 \div 0{,}8)\sigma_т$, где $\sigma_т$ — предел текучести материала винта. Однако диаграмма сил в одновинтовом резьбовом соединении (рис. 1), построенная на основе применения для расчета нагрузок на винты формул, приведенных в работе [1], не согласуется с такой рекомендацией. На рис. 1 обозначены: F — внешняя сила, нагружающая резьбовое соединение; $F_{зат1}$, $F_{зат2}$ — силы затяжки винта; $F_в$ — внешняя сила, нагружающая винт; $\Delta_в$ — удлинение винта; $\Delta_д$ — укорочение стягиваемых деталей. Кроме того, согласно использованным формулам и диаграмме сил внешние нагрузки, приходящиеся на винты, должны быть пропорциональны внешней нагрузке на резьбовое соединение, что не подтверждают результаты испытаний.

Диаметр винтов резьбовых соединений отечественных редукторов при классе прочности винтов не ниже 6,6 до сих пор вычисляют не прочностным расчетом соединения, а по эмпирическим зависимостям, рекомендованным в работах Г. А. Снесарева [2], П. Ф. Дунаева и О. П. Леликова [3], связывающим диаметр винта с вращающим моментом на выходном валу редуктора (например, по формуле $d = 1{,}56T^{0{,}33}$, где d — диаметр винтов крепления редуктора к раме, мм; T — вращающий момент на выходном валу редуктора, Н · м). В результате при одном и том же вращающем моменте на выходном валу в зарубежных редукторах применяют существенно меньшие диаметры винтов резьбовых соединений, чем в отечественных. Для сравнения на рис. 2 приведены в одном и том же масштабе фотографии редукторов 1ЦЗУ-250 (Россия) и Bonfiglioli HDP 3 LP (Италия) и их параметры: m — масса; u — передаточное число; d_0 — диаметр отверстий под винты крепления редуктора к раме; l — шаг винтов (по длине редуктора). Видим, что при практически одинаковых вращающих моментах на выходном валу диаметр отверстий под винты у зарубежного редуктора существенно меньше, чем у отечественного.

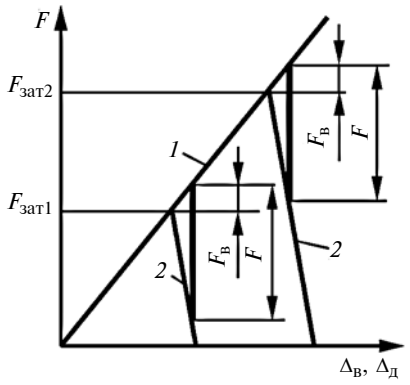


Рис. 1. Диаграмма сил в одновинтовом резьбовом соединении при его нагружении отрывающей силой:
1 — $\Delta_в = f_1(F)$; *2* — $\Delta_д = f_2(F)$

[1] Работа выполнена в рамках государственного задания Министерства образования и науки РФ по проекту 1403.

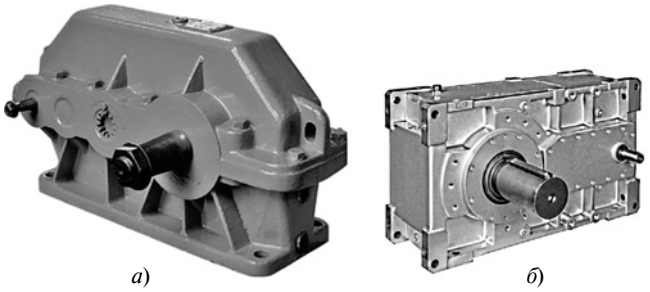


Рис. 2. Редукторы 1ЦЗУ-250 (*а*) и Bonfiglioli HDP60 3 LP (*б*): *а* — T = 5000 Н · м; m = 335 кг; u = 100; d_0 = 28 мм; l = 750 мм; *б* — T = 5190 Н · м; m = 164 кг; u = 90; d_0 = 18,5 мм; l = 455 мм

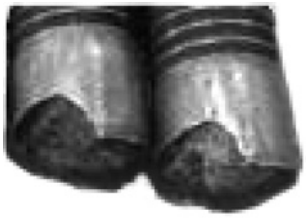


Рис. 3. Усталостные разрушения винтов резьбового соединения УЭЦН по гладкой части стержня при эксплуатации

Повышение надежности резьбовых соединений установок погружных электроцентробежных насосов (УЭЦН), которые обеспечивают более 80 % добычи российской нефти, — актуальная задача, ведь в России работают более 80 000 скважин, оснащенных УЭЦН. При этом зафиксированы отказы УЭЦН, вызванные недостаточной надежностью их резьбовых соединений. Так, на 27 скважинах ОАО "Самаранефтегаз" [4] в 2007 г. имели место 3 падения насосов в скважины из-за разрушения винтов резьбовых соединений. Затраты на восстановление работоспособности скважин составили около 3,7 млн руб. При объяснении причин отказа появился вопрос: почему в эксплуатации усталостное разрушение происходит у головки винта в гладкой его части (рис. 3), а при испытаниях на стенде [5] — в резьбовой части?

Из сказанного следует актуальность разработки методики расчета резьбовых соединений приводов, позволяющей устранить отмеченные выше несоответствия и ответить на появившийся вопрос.

В работе [6] на основании проведенных авторами исследований установлено: при параметре шероховатости стягиваемых поверхностей $Ra \geq 1{,}25$ мкм нагрузку передает вся стягиваемая винтами контактная поверхность; винты приводов следует рассчитывать на сопротивление усталости; сближение в контактном слое характеризуется нелинейной зависимостью от давления:

$$\delta = Ra c_0^* \varepsilon \sqrt{\frac{p}{E^*}}. \qquad (1)$$

Здесь $Ra = (Ra_1^2 + Ra_2^2)^{0,5}$ — приведенное среднее арифметическое отклонение профиля микронеровностей (приведенный параметр шероховатости) контактирующих поверхностей; c_0^* — безразмерный параметр, зависящий от вида обработки поверхностей и направления следов обработки, который в случае параллельности следов обработки для контактирующих поверхностей, полученных торцевым точением или строганием, равен 84, а во всех остальных случаях, т. е. для контактирующих поверхностей, полученных шлифованием или фрезерованием (независимо от направления следов обработки) и полученных торцевым точением или строганием при непараллельности следов обработки, составляет 263; $\varepsilon = f(\Delta - W_{\max})$ — масштабный фактор, зависящий от допуска Δ плоскостности, определяемого степенью точности по ГОСТ 24643—81 и наибольшим размером L контактной поверхности, а также от наибольшей высоты $W_{\max}$ волны (рис. 4); E^* — приведенный модуль упругости контактного слоя, определяемый из соотношения $\frac{1}{E^*} = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}$ (E_1 и E_2 — модули упругости материалов контактирующих деталей; μ_1 и μ_2 — их коэффициенты Пуассона).

Масштабный фактор $\varepsilon = \delta/\delta_0$ характеризует отношение сближений рассматриваемой контактной поверхности, имеющей размер L, и поверхности, имеющей размер L_0 = 50 мм, принятый эталонным:

$$\varepsilon = \begin{cases} L/L_0 \text{ при } L \leq L_0; \\ \sqrt[3]{3a} \text{ при } L > L_0,\ a \geq 1{,}7; \\ a/2 + \sqrt{1 - a^2/12} \text{ при } L > L_0,\ a < 1{,}7, \end{cases} \qquad (2)$$

где $a = (\Delta - W_{\max})/\delta_0$ — коэффициент.

Введем обозначение:

$$c = Ra c_0^* / \sqrt{E^*}, \qquad (3)$$

где c — коэффициент параметров контактного слоя.

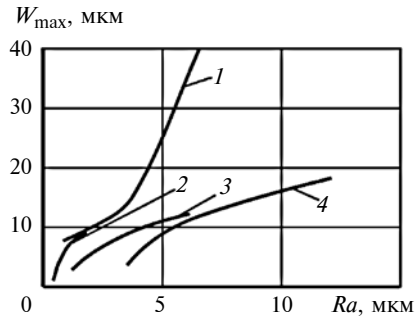


Рис. 4. Высота $W_{\max}$ волны шероховатой поверхности при фрезеровании (*1*), строгании (*2*), точении (*3*), шлифовании (*4*)

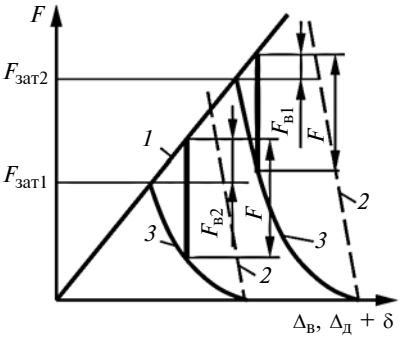


Рис. 5. Уточненная диаграмма сил в одновинтовом резьбовом соединении при его нагружении отрывающей силой:
1 — $\Delta_в = f_1(F)$; *2* — $\Delta_д = f_2(F)$; *3* — $\Delta_д + \delta = f_3(F)$

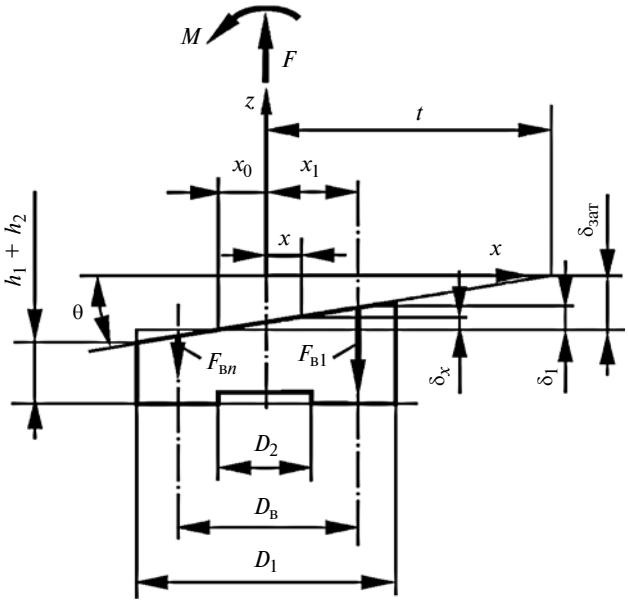


Рис. 6. К расчетной модели группового резьбового соединения с кольцевой формой стыка

Тогда формула (1) примет вид:

$$\delta = c\varepsilon p^{0,5}. \qquad (4)$$

В контактном слое деталей, прижатых друг к другу силой затяжки винтов, при которой в контакте возникает номинальное давление $p_{зат}$, под действием приложенного затем к соединению опрокидывающего момента M образуется вследствие контактной деформации угол перекоса, определяемый выражением

$$\theta \approx k\varepsilon M/I, \qquad (5)$$

где k — коэффициент контактной податливости, мм^3/Н:

$$k = \mathrm{tg}\alpha = 0{,}5Rac_0^*(E^*p_{зат})^{0,5}; \qquad (6)$$

I — момент инерции стыка относительно его нейтральной оси.

Результаты исследований позволили уточнить диаграмму сил (см. рис. 1) при нагружении резьбового соединения отрывающей силой: в укорочении $\Delta_д$ деталей необходимо учитывать (рис. 5) сближение δ, вызванное контактными деформациями и рассчитываемое по формуле (1).

В этом случае схему для расчета резьбового соединения со стыком в виде колец, стянутых n винтами (сила затяжки каждого винта $F_{зат}$), нагруженного отрывающей силой F и опрокидывающим моментом M, можно описать (рис. 6) [6] системой из (n + 3) нелинейных уравнений, в которые входят: условие равновесия сил; условие равновесия моментов; уравнение деформаций стыка; уравнения деформаций винтов (система уравнений для группового резьбового соединения с прямоугольным стыком [6] аналогична):

$$\begin{cases} nF_{зат} - F + \sum\limits_1^n F_{вi} = \\ = \int\limits_0^\pi \frac{D_1^2}{2}\left[\sqrt{\left(\frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right)^2 + \frac{(t-0{,}5D_1\cos\beta)\theta}{A\lambda_д}} - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right]^2 \sin^2\beta d\beta - \\ - \int\limits_0^\pi \frac{D_2^2}{2}\left[\sqrt{\left(\frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right)^2 + \frac{(t-0{,}5D_2\cos\beta)\theta}{A\lambda_д}} - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right]^2 \sin^2\beta d\beta; \\ M - \sum\limits_1^n x_i F_{вi} = \\ = -\int\limits_0^\pi \frac{D_1^3}{4}\left[\sqrt{\left(\frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right)^2 + \frac{(t-0{,}5D_1\cos\beta)\theta}{A\lambda_д}} - \right. \\ \left. - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right]^2 \sin^2\beta\cos\beta d\beta + \\ + \int\limits_0^\pi \frac{D_2^3}{4}\left[\sqrt{\left(\frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right)^2 + \frac{(t-0{,}5D_2\cos\beta)\theta}{A\lambda_д}} - \right. \\ \left. - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_д}\right]^2 \sin^2\beta\cos\beta d\beta; \\ (t-x)\theta = \varepsilon c p_x^{0,5} + \lambda_д A p_x; \\ F_{вi} = \frac{(t-x_i)\theta - \delta_{зат}}{\lambda_в}; \quad i = 1, ..., n, \end{cases} \qquad (7)$$

где p_x — давление в стыке на расстоянии x от его нейтральной оси; A — площадь стыка; ($\delta_{зат} = \varepsilon c p_{зат}^{0,5} + \lambda_д A p_{зат}$ — сближение деталей под действием сил затяжки винтов; $\lambda_в$ — податливость винта; $\lambda_д = (h_1/E_1 + h_2/E_2)/A$ — податливость деталей; h_1, h_2 — толщины стягиваемых фланцев.

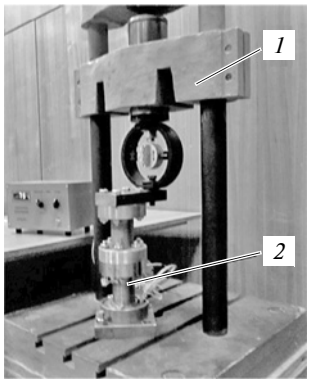


Рис. 7. Экспериментальная установка [7] для определения сил в винтах резьбового соединения *2*, нагруженого отрывающей силой и опрокидывающим моментом (*1* — пресс)

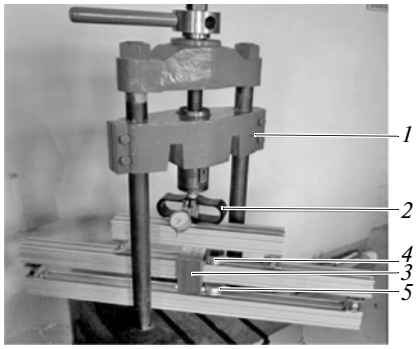


Рис. 8. Экспериментальная установка [8] для исследования смещения оси перекоса резьбового соединения:

1 — пресс; *2* — динамометр; *3* и *4* — индикаторы часового типа для измерения соответственно сближения на стороне сжатия фланцев и удлинения на стороне отрыва; *5* — резьбовое соединение

Расчетная модель позволяет определить силы $F_{вi}$ в винтах, создаваемые внешними нагрузками, угол θ перекоса соединения и расстояния t от оси симметрии стыка до центра перекоса при совместном действии сил затяжки винтов и внешних нагрузок F и M.

Решив систему уравнений (7), вычислим смещение x_0 оси перекоса стыка относительно его нейтральной оси:

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

Разработанная расчетная модель резьбового соединения, подтвержденная результатами испытаний на двух экспериментальных установках (рис. 7 [7] и рис. 8 [8]), позволила предложить уточненную и инженерную методики расчета резьбового соединения.

Методики расчета резьбового соединения

Согласно уточненной диаграмме сил (см. рис. 5), чем больше сила затяжки винта, тем меньше сила, возникающая в нем под действием внешней нагрузки. Поэтому при расчете резьбового соединения привода следует, задавшись классом прочности винтов, принять напряжения в винтах при их затяжке, полагая, что затяжка винтов осуществляется динамометрическим ключом с погрешностью силы затяжки ±25 %:

$$\sigma_{зат\ в} = (0{,}6 \div 0{,}7)\sigma_т.$$

Более высокие напряжения опасны с точки зрения обеспечения прочности винтов при сборке соединения. Следует отметить, что можно затягивать винты и до получения в них напряжений $0{,}8\sigma_т$, если способ контроля затяжки позволяет более точно обеспечить требуемую силу затяжки винтов (например, контроль силы затяжки по удлинению винта позволяет уменьшить погрешность силы затяжки до ±5 %).

Задавшись диаметром d резьбы винта и ее шагом P, определяем внутренний диаметр резьбы винта

$$d_3 = d - 1{,}227P$$

и необходимую силу затяжки винта

$$F_{зат} = \sigma_{зат\ в}\pi d_3^2/4.$$

Далее вычисляем податливости стягиваемых винтами деталей ($\lambda_д$) и винта ($\lambda_в$):

$$\lambda_д = (h_1/E_1 + h_2/E_2)A; \qquad (9)$$

$$\lambda_в = [(0{,}5d + l_0)/(\pi d^2) + (0{,}5d + l_1)/(\pi d_3^2)]4/E_в, \qquad (10)$$

где l_0 и l_1 — длины ненарезанной и нарезанной нагруженной частей винта; $E_в$ — модуль упругости материала винта.

По формуле (2) вычисляем коэффициент ε масштаба.

При расчетах **по уточненной методике** (такой расчет проводят при доводке конструкции машины) по формуле (3) вычисляем коэффициент c параметров контактного слоя.

Решаем систему уравнений (7), используя Mathcad, и вычисляем силы $F_{вi}$ в винтах, создаваемые внешними нагрузками, угол θ перекоса соединения и расстояния t от оси симметрии стыка до центра перекоса при совместном действии сил затяжки винтов и внешних сил: отрывающей силы F и опрокидывающего момента M.

По формуле (8) вычисляем смещение оси перекоса.

По формуле, вытекающей из зависимости (4), вычисляем минимальное напряжение в стыке

$$\sigma_{min} = \{[\delta_{зат} - (D/2 + x_0)\theta]/(c\varepsilon)\}^2 \qquad (11)$$

и проверяем выполнение условия нераскрытия стыка $\sigma_{min} \geq 2$ МПа. Если это условие не выполня-

ется, то увеличиваем диаметр винта или повышаем его класс прочности и повторяем расчет.

Далее вычисляем максимальную силу F_{max}, действующую на наиболее нагруженный винт:

$$F_{max} = F_{зат} + F_в, \quad (12)$$

где $F_в = \max(F_{вi})$ — внешняя нагрузка, приходящаяся на наиболее нагруженный винт.

Затем определяем:

напряжения в винте при максимальной нагрузке:

$$\sigma_{max} = 4F_{max}/(\pi d_3^2), \quad (13)$$

амплитуды напряжений в резьбовой и гладкой частях винта:

$$\sigma_{a\ р} = 0{,}5F_в/(\pi d_3^2/4); \quad (14)$$

$$\sigma_{a\ гл} = 0{,}5F_в/(\pi d^2/4). \quad (15)$$

Коэффициенты запаса, соответствующие этим напряжениям, должны удовлетворять условиям обеспечения прочности (с точностью до второго знака после запятой):

$$S_{max} = \sigma_т/\sigma_{max} \geq 1{,}2 \div 2{,}5; \quad (16)$$

$$S_{a\ р} = \sigma_{-1}/(K_{\sigma D\ р}\sigma_{a\ р}) \geq 2; \quad (17)$$

$$S_{a\ гл} = \sigma_{-1}/(K_{\sigma D\ гл}\sigma_{a\ гл} + \Psi_\sigma\sigma_{m\ гл}) \geq 2. \quad (18)$$

Здесь σ_{-1} — длительный предел выносливости материала, который при известных классе прочности винта, его материале и термообработке находим по справочникам; при отсутствии этой информации σ_{-1} приближенно оцениваем по формуле

$$\sigma_{-1} \approx (0{,}55 - 0{,}0001\sigma_в)\sigma_в, \quad (19)$$

где $\sigma_в$ — предел прочности материала винта; $K_{\sigma D\ р}$ и $K_{\sigma D\ гл}$ — коэффициенты уменьшения предела выносливости винта в его резьбовой и гладкой частях (в приближенных расчетах их принимают соответственно равными 4,0 и 1,42 [1, 9], а в уточненных — рассчитывают по рекомендациям в работах [6, 10]); Ψ_σ — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла:

$$\Psi_\sigma = 0{,}02 + 0{,}0002\sigma_в, \quad (20)$$

где $\sigma_в$ — значение предела прочности в мегапаскалях; $\sigma_{m\ гл}$ — среднее напряжение цикла:

$$\sigma_{m\ гл} = (F_{зат} + 0{,}5F_в)/(\pi d^2/4). \quad (21)$$

Меньшее значение коэффициента запаса из указанных в формуле (16) принимаем при контроле момента завинчивания динамометрическим ключом.

Проверяем выполнение условия прочности (с точностью до второго знака после запятой) при сборке соединения:

$$S_{сб} = \sigma_т/\sigma_{сб} \geq 1{,}1, \quad (22)$$

где $\sigma_{сб} = 4 \cdot 1{,}3F_{зат}/(\pi d_3^2)$ — эквивалентное напряжение в винте при его затяжке гаечным ключом (коэффициент 1,3 учитывает возникающие при этом касательные напряжения в стержне винта).

Если запасы прочности недостаточны, то увеличиваем диаметр винта или повышаем его класс прочности и повторяем расчет.

Вычисляем необходимый момент завинчивания

$$T_{зав} = F_{зат}[\mathrm{tg}(\varphi' + \psi)d_2/2 + f_т d_т/2], \quad (23)$$

где $\varphi' = \mathrm{arctg}(f_р/\cos\gamma)$ — приведенный угол трения (здесь $f_р = 0{,}15$ — коэффициент трения в резьбе; $\gamma = \pi/6$ — угол наклона рабочей грани профиля резьбы); $\psi = \mathrm{arctg}[P/(\pi d_2)]$ — угол наклона винтовой линии по среднему диаметру резьбы $d_2 = d - 0{,}65P$; $f_т = 0{,}15$ — коэффициент трения на торце гайки; $d_т = 1{,}2d$ — средний диаметр торца гайки.

При расчете **по инженерной методике** линеаризуем зависимость (4) контактного сближения от давления, вычисляя коэффициент контактной податливости k по формуле (6), и решаем задачу без использования Mathcad. Такой расчет может быть выполнен конструктором при проектировании резьбового соединения.

Вычисляем податливость $\lambda_к$ контактного слоя:

$$\lambda_к = k\varepsilon/A.$$

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

$$\chi_F = \frac{\lambda_к + \lambda_д}{\lambda_к + \lambda_д + \lambda_в/n};$$

$$\chi_M = \frac{\lambda_к + \lambda_д}{\lambda_к + \lambda_д + \lambda_в I_y/(A\Sigma x_i^2)}.$$

Вычисляем внешнюю силу, приходящуюся на наиболее нагруженный винт:

$$F_в = F_{вF} + F_{вM}.$$

Здесь:

$$F_{вF} = \chi_F F_a/n;$$

$$F_{вM} = \chi_M M\frac{x_1}{\Sigma x_i^2},$$

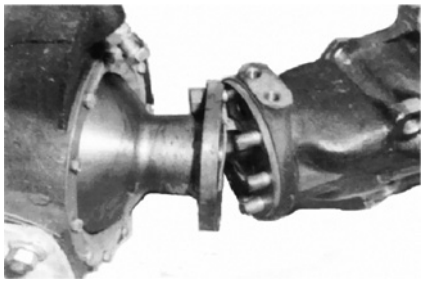


Рис. 9. Резьбовое соединение картера с шаровой опорой поворотной цапфы управляемого моста автомобиля КамАЗ [11]

где x_1 — расстояние от наиболее нагруженного винта до нейтральной оси соединения.

Далее проводим расчет по формулам (12)—(23).

Сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными показало [6], что с доверительной вероятностью 0,9 погрешность расчета составляет: по уточненной методике — 25 %; по инженерной — 30 %; по традиционной [1] — более 60 %. Отмечено, что с увеличением напряжений затяжки в винтах до $(0{,}6 \div 0{,}7)\sigma_т$ погрешность расчета по инженерной методике уменьшается и приближается к погрешности расчета по уточненной методике.

В качестве примеров приведем расчет по уточненной методике резьбового соединения картера с шаровой опорой цапфы управляемого моста полноприводного автомобиля КамАЗ и два расчета по инженерной методике — резьбовых соединений немецкого мотор-редуктора Bockwoldt и погружного насоса УЭЦН, используемого для нефтедобычи.

Пример 1. Одним из ответственных резьбовых соединений приводов является резьбовое соединение картера с шаровой опорой цапфы управляемого моста полноприводного грузового автомобиля КамАЗ, в котором сопротивление усталости шпилек (рис. 9) определяет долговечность соединения [11]. Для этого резьбового соединения требуется рассчитать силы, создаваемые в шпильках опрокидывающим моментом $M = 22{,}8$ кН · м, и сопоставить результат расчета силы в наиболее нагруженной шпильке с результатами испытаний [12].

Исходные данные:

Фланцы: материал — сталь ($E^* = 1{,}15 \cdot 10^5$ МПа); $D_1 = 180$ мм; $D_2 = 85$ мм; $D_в = 143$ мм; $h_1 = 18$ мм; $h_2 = 28$ мм; $A = 1{,}98 \cdot 10^4$ мм^2; контактные поверхности фланцев: $Ra_1 = Ra_2 = 9$ мкм; $Ra = 13$ мкм; $\Delta = 50$ мкм; $W_{max} = 14$ мкм.

Шпильки: число $n = 9$; материал — сталь ($E_в = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа); $d = 18$ мм; $P = 1{,}5$ мм, $d_3 = 16{,}16$ мм: $d_2 = 17{,}25$ мм; $\psi = 0{,}024$ рад.

Момент завинчивания $T_{зав} = 150$ Н · м.

Принять: $l_0 = 36$ мм; $l_1 = 10$ мм; $c_0^* = 263$; $f_р = f_т = 0{,}14$; $d_т = 21{,}6$ мм.

Расчет:

1. Определяем силу затяжки винта согласно формуле (23):

$$F_{зат} = T_{зав}/[\mathrm{tg}(\varphi' + \psi)d_2/2 + f_т d_т/2] = 50 \text{ кН},$$

где $\varphi' = \mathrm{arctg}[f_р/\cos(\pi/6)] = 0{,}16$ рад.

2. По формулам (9), (10) оцениваем податливости стягиваемых деталей и винта:

$$\lambda_д = (h_1 + h_2)/(EA) = 1{,}1 \cdot 10^{-8} \text{ мм/Н};$$

$$\lambda_в = [(0{,}5d + l_0)/(\pi d^2) + (0{,}5d + l_1)/(\pi d_3^2)]4/E_в = 1{,}38 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}.$$

3. Определяем коэффициент масштаба по одной из формул (2), для чего необходимо определить a. Так как $p_{зат} = nF_{зат}/A = 22{,}8$ МПа, то $\delta_0 = Ra c_0^* (p_0/E^*)^{0,5} = 0{,}047$ мм, $a = (\Delta - W_{max})/\delta_0 = (0{,}05 - 0{,}014)/0{,}047 = 0{,}766 < 1{,}7$. Следовательно, $\varepsilon = a/2 + \sqrt{1 - a^2/12} = 1{,}36$.

4. Решая систему (7), состоящую из 12 нелинейных уравнений, находим силы, создаваемые в винтах опрокидывающим моментом, угол θ перекоса и расстояние t от оси симметрии стыка до центра перекоса: $F_{вM1} = 36{,}3$ кН; $F_{вM2} = F_{вM9} = 29{,}8$ кН; $F_{вM3} = F_{вM8} = 13{,}2$ кН; $F_{вM4} = F_{вM7} = -5{,}7$ кН; $F_{вM5} = F_{вM6} = -1{,}8$ кН; $\theta = 5{,}4 \cdot 10^{-4}$ рад: $t = 106{,}4$ мм.

5. По результатам испытаний [12] получено $F_{вM1} = 33{,}3$ кН. Сопоставляя результат расчета с результатом испытаний, видим, что погрешность расчета не превышает 10 %.

Пример 2. Проверить прочность винтов М16 ($d = 16$ мм, $P = 2$ мм, $d_3 = 13{,}55$ мм, $d_2 = 15$ мм, $\psi = 0{,}053$ рад.) резьбового соединения (крепление к раме) цилиндро-коническо-цилиндрического мотор-редуктора Bockwoldt (Германия) [13] (рис. 10) исполнения СВ 2К 212. Материал корпуса — чугун ($E_1 = 1{,}5 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = 0{,}25$), рамы — сталь ($E_2 = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_2 = 0{,}3$).

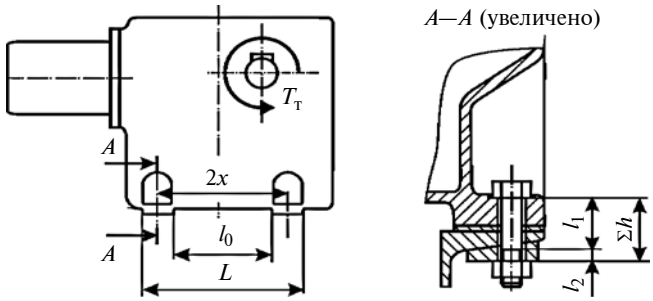


Рис. 10. Расчетная схема цилиндро-коническо-цилиндрического мотор-редуктора Bockwoldt

Исходные данные:

Вращающий момент на выходном валу $T_т = 2760$ Н · м; число винтов $n = 4$; их класс прочности 10.9 ($\sigma_в = 1000$ МПа, $\sigma_т = 900$ МПа); расстояние между винтами $2x = 180$ мм; $L = 230$ мм; $l_0 = 130$ мм; опорная ширина платиков $b = 100$ мм; высота лапы $h_1 = 18$ мм, толщина рамы $h_2 = 18$ мм; длины частей винта: ненарезанной $l_0 = 15$ мм и нарезанной нагруженной $l_1 = 21$ мм; опорные поверхности платиков и рамы обработаны фрезерованием (шероховатость $Ra_1 = Ra_2 = 3{,}2$ мкм, что соответствует приведенному параметру шероховатости $Ra = 4{,}5$ мкм).

Принять: опрокидывающий момент M равным вращающему $T_т$ на выходе; $K_{\sigma D\,р} = 4$; $K_{\sigma D\,гл} = 1{,}42$. Вычислить момент завинчивания, если $f_р = f_т = 0{,}15$, $d_т = 1{,}2d$.

Расчет:

1. Для данных условий определяем:

$$E^* = 1/[(1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2] = 0{,}945 \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

$$A = (L - l_0)b = 1 \cdot 10^4 \text{ мм}^2;$$

$$I_y = (L^3 - l_0^3)b/12 = 8{,}31 \cdot 10^7 \text{ мм}^4;$$

$$W_y = (L^3 - l_0^3)b/(6L) = 7{,}22 \cdot 10^5 \text{ мм}^3.$$

2. Принимаем $\sigma_{зат\,в} = 0{,}7\sigma_т = 630$ МПа; при этом сила затяжки винта составит $F_{зат} = \sigma_{зат\,в}\pi d_3^2/4 = 9{,}08 \cdot 10^4$ Н.

3. Находим ε. Так как согласно графику (см. рис. 4) $W_{max} = 40$ мкм и согласно работе [6] $\Delta = 12{,}5$ мкм, то расчетом по формуле (2) получим $\varepsilon = 1{,}386$.

4. Вычисляем по формуле (24) коэффициент χ_M основной нагрузки. Подставляя в формулу

$$\chi_M = (\lambda_к + \lambda_д)/[\lambda_к + \lambda_д + \lambda_в I_y/(Anx^2)]$$

значения параметров $\lambda_к = 8{,}91 \cdot 10^{-8}$ мм/Н ($\lambda_к$ вычислено при $p_{зат} = zF_{зат}/A = 36{,}3$ МПа и $k = 0{,}5Rac_0^*/(E^*p_0)^{0,5} = 6{,}4 \cdot 10^{-4}$ мм^3/Н); $\lambda_д = (h_1/E_1 + h_2/E_2)/A = 2{,}06 \cdot 10^{-8}$ мм/Н; $\lambda_в = [(0{,}5d + l_0)/(\pi d^2) + (0{,}5d + l_1)/(\pi d_3^2)]4/E_в = 1{,}25 \cdot 10^{-6}$ мм/Н, получаем $\chi_M = 0{,}259$.

5. Вычисляем внешнюю силу, приходящуюся на винт: $F_в = F_{вM} = \chi_M Mx/(4x^2) = 1951$ Н.

6. Проверяем выполнение условия нераскрытия стыка. Так как $p_{min} = p_{зат} - (1 - \chi_{My})M/W_y = 33{,}47$ МПа больше допустимого значения, равного 2 МПа, то нераскрытие стыка обеспечено.

7. Вычисляем максимальную нагрузку на винт: $F_{max} = F_{зат} + F_в = 9{,}27 \cdot 10^4$ Н; определяем при максимальной нагрузке напряжения в винте $\sigma_{max} = 4F_{max}/(\pi d_3^2) = 643{,}5$ МПа и коэффициент запаса $S_{max} = \sigma_т/\sigma_{max} = 1{,}4$.

8. Вычисляем: амплитуды напряжений в резьбовой части винта $\sigma_{a\,р} = 0{,}5F_в/(\pi d_3^2/4) = 6{,}77$ МПа и в гладкой его части $\sigma_{a\,гл} = 0{,}5F_в/(\pi d^2/4) = 4{,}85$ МПа; среднее напряжение цикла $\sigma_{m\,гл} = (F_{зат} + 0{,}5F_в)/(\pi d^2/4) = 456{,}4$ МПа, а также коэффициенты запаса $S_{a\,р} = \sigma_{-1}/(K_{\sigma D\,р}\sigma_{a\,р}) = 16{,}62$ и $S_{a\,гл} = \sigma_{-1}/(K_{\sigma D\,гл}\sigma_{a\,гл} + \Psi_\sigma\sigma_{m\,гл}) = 8{,}57$, соответствующие этим напряжениям, где длительный предел выносливости материала $\sigma_{-1} \approx (0{,}55 - 0{,}0001\sigma_в)\sigma_в = 450$ МПа.

9. Проверяем выполнение условия прочности при сборке соединения $S_{сб} = \sigma_т/\sigma_{сб} = \sigma_т/[1{,}3F_{зат}/(\pi d_3^2/4)] = 1{,}10$.

10. Так как коэффициенты запаса, вычисленные в пп. 7—9 не меньше минимально допустимых, то прочность винтов считаем обеспеченной.

11. Необходимый момент завинчивания динамометрическим ключом $T_{зав} = F_{зат}[\text{tg}(\varphi' + \psi)d_2/2 + f_т d_т/2] = 279$ Н · м, где $\varphi' = \text{arctg}[f_р/\cos(\pi/6)] = 0{,}166$ рад.

Заметим, что при расчете по эмпирической зависимости $d = 1{,}56T^{0,33}$, рекомендуемой в работах [2, 3], диаметр винта для мотор-редуктора СВ 2К 212-100L/4D следовало бы принять равным 22 мм.

Пример 3. Погружной насос УЭЦН — это малогабаритная (по диаметру) центробежная, секционная, многоступенчатая установка с диаметром корпуса 93, 103 или 114 мм, длиной секции около 5 м и приводом от электродвигателя, предназначенная для добычи нефти из скважин глубиной 1500÷2500 м [4, 5].

Требуется оценить сопротивление усталости винтов резьбового соединения (рис. 11) погружного насоса при следующих условиях: шесть винтов

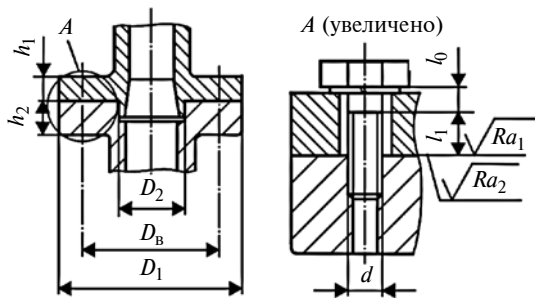


Рис. 11. Резьбовое соединение погружного насоса УЭЦН

(n = 6) М12 (d = 12 мм, P = 1,75 мм, d_3 = 9,85 мм) класса прочности 10.9 ($\sigma_т$ = 900 МПа, σ_{-1} = 450 МПа) стягивают стальные ($E_1 = E_2 = E_в = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = \mu_2 = 0{,}3$) фланцы размерами: D_1 = 103 мм; D_2 = 76 мм; $D_в$ = 84 мм; h_1 = 12 мм, h_2 = 45 мм.

После затяжки винтов соединение нагружено внешней отрывающей силой $F = 8 \cdot 10^4$ Н, создаваемой весом столба нефти, находящегося над насосом. Эта сила при радиальных колебаниях насоса в скважине на плече 10 мм, равном радиальному зазору между насосом и обсадной трубой скважины, создает переменный опрокидывающий момент M = 800 Н · м.

Принять: $Ra_1 = Ra_2$ = 3,2 мкм; l_0 = 0; l_1 = 12 мм; c_0^* = 263; Δ = 0,02 мм; W_{max} = 0,01 мм; $K_{\sigma D\,р}$ = 4; $K_{\sigma D\,гл}$ = 1,42. Напряжения в винте от силы затяжки варьировать в диапазоне от $0{,}6\sigma_т$ до $0{,}8\sigma_т$.

В результате расчетов получено:

1. $E^* = 1{,}15 \cdot 10^5$ МПа; $A = 3{,}79 \cdot 10^3$ мм^2; $I = 3{,}89 \cdot 10^6$ мм^4.

2. Расчетами по формулам (1)—(6), (13)—(25) получены результаты [14], представленные в таблице.

Анализ результатов расчета позволяет заключить, что с увеличением силы затяжки винтов запас прочности по сопротивлению усталости в резьбовой части винта ($S_{a\,р}$) повышается, а в гладкой его части ($S_{a\,гл}$) уменьшается. Поэтому можно предположить, что усталостные разрушения винтов в гладкой части при эксплуатации возникают вследствие чрезмерной силы затяжки винтов при отсутствии ее контроля динамометрическими ключами, а усталостные разрушения винтов по их резьбовой части, отмеченные при проведении испытаний, появляются при наличии контроля силы затяжки винтов.

Таким образом, анализ формул разработанных уточненной и инженерной методик расчета нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом резьбового соединения при параметре шероховатости контактных поверхностей, стягиваемых винтами, $Ra \geq 1{,}25$ мкм и числе циклов нагружения $N > 10^6$ позволяет заключить, что для повышения сопротивления усталости винтов необходимо применять динамометрические ключи и повышать силу затяжки.

Отказ от использования эмпирических соотношений при назначении диаметра винтов и определение его по результатам расчета резьбовых соединений обеспечивают уменьшение требуемого диаметра винтов, а следовательно, снижение металлоемкости всего соединения.

Разработанные методики позволяют устанавливать расположение возможного места усталостного разрушения винта.

$\sigma_{зат\,в}/\sigma_т$	S_{max}	$S_{a\,р}$	$S_{a\,гл}$	$S_{сб}$
0,6	1,46	3,95	3,95	1,20
0,7	1,33	4,00	3,65	1,05
0,8	1,10	4,10	3,40	0,93

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

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

2. **Проектирование** механических передач: Учебно-справ. пособие для вузов / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцев и др. М.: Машиностроение, 1984. 560 с.

3. **Дунаев П. Ф., Леликов О. П.** Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие. М.: Академия, 2004. 496 с.

4. **Пономарев Р. Н., Ишмурзина Н. М.** Аварийные отказы в зависимости от наработки установок погружных центробежных насосов // Нефтегазовое дело. 2006. Т. 4. № 1. С. 221—224.

5. **Смирнов Н. И., Смирнов Н. Н., Мухамадеев К. Г.** Исследования и пути повышения ресурса УЭЦН // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2000. № 3. С. 13—16.

6. **Иванов А. С., Муркин С. В.** Расчет и проектирование резьбовых соединений приводов. М.: Инновационное машиностроение, 2015. 108 с.

7. **Муркин С. В., Иванов А. С., Ермолаев М. М.** Теоретико-экспериментальное исследование группового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом // Вестник машиностроения. 2014. № 5. С. 20—28.

8. **Экспериментально-теоретическое** исследование положения оси перекоса резьбового соединения, нагруженного опрокидывающим моментом / С. В. Муркин, А. С. Иванов, М. М. Ермолаев и др. // Вестник машиностроения. 2015. № 10. С. 31—34.

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

10. **Машиностроение.** Энциклопедия / Т. IV-1 Машиностроение. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Д. Н. Решетов, А. П. Гусенков, Ю. Н. Дроздов и др. Под общ. ред. Д. Н. Решетова. 864 с.

11. **Фасхиев Х. А.** Повышение долговечности шпилек крепления шаровых опор переднего моста автомобиля // Грузовик. 2010. № 8. С. 30—36.

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

13. **Kegelradgetriebemotoren** 2K//Katalog 7. URL: http://www.bockwoldt.de/downloads/produkte/Kegelradgetriebe/katalog_2k.pdf.

14. **Сопротивление** усталости винтов резьбовых соединений погружных центробежных насосов при их нагружении круговым опрокидывающим моментом / А. С. Иванов, Н. И. Смирнов, С. В. Муркин и др. // Вестник машиностроения. 2015. № 7. С. 17—21.

УДК [621.774.3:669.14].001.573

С. А. ЕВСЮКОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), С. М. НЕБОГОВ, канд. техн. наук (ООО "ЧТПЗ-Инжиниринг", г. Москва), В. И. ПУНИН, канд. техн. наук, И. Л. ФЕДОТОВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: vipunin@mail.ru

Теоретические исследования поверхностно-пластической деформации резьбы при воздействии ультразвуковых колебаний[1]

Решением задач пластического деформирования с учетом воздействия ультразвуковых колебаний получены аналитические выражения для скоростей деформации и напряжений и оценена деформация профиля резьбы. Решена задача коррекции геометрических параметров резьбы и дополнительного упрочнения ее поверхности с помощью ультразвуковой обработки. Обоснована эффективность ультразвуковой обработки резьбы.

Ключевые слова: ультразвук, поверхностно-пластическая деформация резьбы, напряженное состояние, удельные усилия деформирования.

The analytical solutions for rates of deformation and stresses are obtained and the deformation of thread profile is evaluated by solution of problems of plastic deformation taking into account action of ultrasonic vibrations. The problem of correction of thread geometric parameters and additional hardening of its surface using ultrasonic treatment is solved. The effectiveness of ultrasonic treatment of thread is substantiated.

Keywords: ultrasound, surface plastic deformation of thread, stressed state, specific deforming forces.

Формообразование резьбы методом пластического деформирования актуально в связи с недостаточной прочностью традиционной резьбы, получаемой нарезкой на станках, например, для насосно-компрессорных труб (НКТ), используемых в скважинах при добыче углеводородов. Кроме того, применение инновационной технологии ультразвуковой обработки резьбы позволяет упрочнить поверхностный слой и обеспечить коррекцию профиля с целью повышения точности резьбы НКТ. Исследования в этой области недостаточно описывают процесс деформирования, хотя при обработке металлов все шире применяется ультразвук [1—3]. Точные зависимости и моделирование интенсивности напряжений позволят оценить влияние на процесс формообразования резьбы геометрических параметров трубы и резьбы, амплитуды колебательных смещений от воздействия ультразвука, коэффициентов трения, высоты очага деформации и физических свойств материала. Учет этого влияния обеспечит значительное повышение ресурса деформирующего инструмента и оборудования и улучшение качества резьбы.

По разработанной технологии получения высокопрочной резьбы для НКТ перед ультразвуковой обработкой осуществляется процесс образования наружной конической резьбы на трубе *1* при деформировании ее пуансоном *2* в двух разъемных полуматрицах *3* (рис. 1).

Полученная таким образом резьба имеет высокую прочность, но недостаточную точность. Необходимы коррекция геометрических параметров резьбы и дополнительное упрочнение ее поверхности, что можно обеспечить ультразвуковой обработкой резьбы специальным инструментом.

При решении технологических задач пластического деформирования [4] наибольшее развитие получил инженерный метод, который заключается в совместном решении упрощенных дифференциальных уравнений, определяющих условия равновесия и пластичности металла. Этим методом определяют напряженное состояние деформируемой заготовки и удельное усилие деформирования. Он дает возможность получить аналитические выражения для скоростей деформации и напряжений, что в дальнейшем позволяет определить деформирующее усилие, а также усилие, действующее на стенку ультразвукового инструмента, и оценить деформацию профиля резьбы по отношению к заданному значению.

При ультразвуковой обработке поверхностно-пластическому деформированию подвергается непосредственно профиль резьбы. Напряженное со-

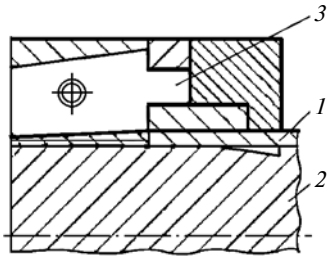


Рис. 1. Схема поверхностно-пластического деформирования резьбы

[1] Работа выполнена в рамках ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технического комплекса на 2014—2020 гг." при государственной поддержке Минобрнауки по Соглашению № 14.576.21.0030 от 30.06.2014 г. Уникальный идентификатор проекта RFMEFI 57614X0030.

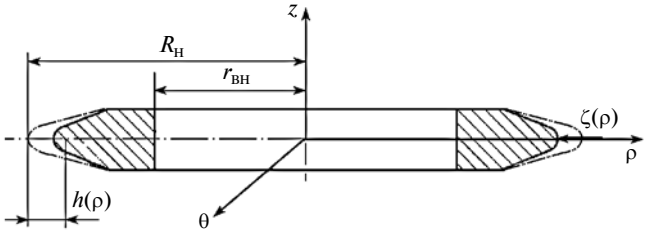


Рис. 2. Схема для теоретического анализа поверхностного деформирования резьбы при использовании ультразвука

стояние витка резьбы является осесимметричным [5, 6]. Это обусловлено тем, что формовка резьбы ведется путем раздачи трубы с одновременным затеканием металла во впадину резьбы по всей длине витка резьбы. При этом движение металла вдоль оси трубы в зоне оформления резьбы практически отсутствует и им можно пренебречь.

Рассмотрим задачу для круглого тела в цилиндрической системе координат. Представим элемент резьбовой части в виде кольца с наружным $R_н$ и внутренним $r_{вн}$ радиусами (рис. 2).

Координаты ρ, θ, z, размеры области поверхности, испытывающей пластическую деформацию с высотой h очага деформации, амплитуду ς радиальных колебаний задаем в величинах, отнесенных к разнице наружного $R_н$ и внутреннего $r_{вн}$ (до начала формирования профиля) радиусов трубы, которые будем использовать в дальнейших расчетах:

$$\rho = \frac{\rho}{R_н - r_{вн}}; \quad Z = \frac{z}{R_н - r_{вн}};$$

$$R = \frac{R_н}{R_н - r_{вн}}; \quad r = \frac{r_{вн}}{R_н - r_{вн}};$$

$$\varsigma(R) = \frac{\varsigma(\rho)}{R_н - r_{вн}}; \quad h = \frac{h(\rho)}{R_н - r_{вн}}.$$

Исходные уравнения такой системы для оценки кинематического и напряженного состояний витка (одной нитки) резьбы имеют вид:

а) уравнения равновесия для нормальных и касательных напряжений:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial\sigma_\rho}{\partial\rho} + \frac{\partial\tau_{\rho z}}{\partial z} + \frac{\sigma\rho - \partial\theta}{\rho} = 0; \\ &\frac{\partial\sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial\tau_{\rho z}}{\partial\rho} + \frac{\partial\tau_{\rho z}}{\partial\rho} = 0, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где σ_ρ, σ_θ, σ_z — нормальные напряжения вдоль осей, отнесенные к пределу текучести $\sigma_т$; $\tau_{\rho z}$ — касательное напряжение, отнесенное к $\sigma_т$;

б) условие пластичности

$$\sigma_\theta - \sigma_\rho = \pm\beta\sigma_т,$$

где β — коэффициент Лодэ;

в) условие несжимаемости (постоянства объема)

$$\varepsilon_\rho + \varepsilon_\theta + \varepsilon_z = 0,$$

где ε_ρ, ε_θ, ε_z — деформации вдоль осей ρ, θ, z;

г) кинематические уравнения (скорости деформации)

$$\left.\begin{aligned} &\varepsilon_\rho = \frac{\partial v_\rho}{\partial\rho}; \quad \varepsilon_z = \frac{\partial v_z}{\partial z}; \quad \varepsilon_\theta = \frac{v_\rho}{\rho}; \\ &\eta = \frac{\partial v_\rho}{\partial\rho} + \frac{\partial v_z}{\partial z}, \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

где v_ρ и v_z — скорости течения металла вдоль осей ρ, z; η — угловая скорость деформации;

д) интенсивность скорости деформации:

$$\xi_i = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{(\xi_\rho - \xi_\theta)^2 + (\xi_\theta - \xi_z)^2 + (\xi_z - \xi_\rho)^2 + \frac{3\eta_{\rho z}^2}{2}}; \quad (3)$$

е) физические уравнения

$$\left.\begin{aligned} &\sigma_\rho - \sigma = \frac{2}{3\xi_i}\xi_\rho; \\ &\sigma_\theta - \sigma = \frac{2}{3\xi_i}\xi_\theta; \\ &\sigma_z - \sigma = \frac{2}{3\xi_i}\xi_z; \\ &\tau_{\rho z} = \frac{1}{3\xi_i}\eta_{\rho z}, \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

где ξ_ρ, ξ_θ, ξ_z — скорости деформаций вдоль осей ρ, θ, z; $\eta_{\rho z}$ — угловая скорость деформации между осями ρ, z.

Процесс поверхностно-пластического деформирования интенсифицируется введением в очаг деформации ультразвука. При этом деформации под воздействием ультразвука увеличиваются на ε_Δ. Поэтому, используя принцип суперпозиции, соотношения между деформациями и напряжениями можно записать в виде:

$$\left.\begin{aligned} &\varepsilon_\rho = \frac{1}{E}(\sigma_\rho - \upsilon\sigma_\theta) + \varepsilon_\Delta; \\ &\varepsilon_\theta = \frac{1}{E}(\sigma_\theta - \upsilon\sigma_\rho) + \varepsilon_\Delta; \\ &\varepsilon_z = -(\varepsilon_\rho - \varepsilon_\theta), \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

где ε_Δ — дополнительная деформация, вызванная действием ультразвука.

После преобразования соотношений между деформациями и напряжениями (5) и скоростями деформации (2), физические уравнения (4) с учетом изменения скоростей деформаций при воздействии ультразвука можно записать в виде:

$$\sigma_\rho - \sigma = \frac{2}{3\xi_i}(\xi_\rho - \xi_{\Delta\rho});$$

$$\sigma_\theta - \sigma = \frac{2}{3\xi_i}(\xi_\theta - \xi_{\Delta\theta});$$

$$\sigma_z - \sigma = \frac{2}{3\xi_i}\xi_{\Delta z},$$

где $\xi_{\Delta\rho}$, $\xi_{\Delta\theta}$, $\xi_{\Delta z}$ — дополнительные скорости деформаций, вызванные действием ультразвука.

При воздействии ультразвука с частотой f и амплитудой ς на кольцевой элемент трубной резьбы можно пренебречь перемещениями и скоростями деформации от ультразвуковых колебаний (УЗК) вдоль осей z и θ из-за их малости.

Для определения скорости деформации от УЗК вдоль оси ρ воспользуемся известным уравнением движения [7], которое в цилиндрической системе координат имеет вид:

$$\frac{\partial^2\varsigma(\rho)}{\partial\rho^2} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial\varsigma(\rho)}{\partial\rho} + \left(k^2 + \frac{1}{\rho^2}\right)\varsigma(\rho), \qquad (6)$$

где k — волновое число.

Решение уравнения (6) дает значение для $\varsigma(\rho)$:

$$\varsigma(\rho) = \varsigma(R)\frac{J_1(kR)}{J_0(kR)}, \qquad (7)$$

где $J_0(kR)$ и $J_1(kR)$ — функции Бесселя соответственно нулевого и первого порядка.

Дифференцированием выражения (7) по времени t определяем скорость смещений вдоль оси ρ [8]:

$$\varsigma'(\rho) = \frac{\partial\varsigma(\rho)}{\partial t} = \frac{\varsigma(R)\cos(\omega - k\rho\sin\omega)}{\pi J_1(kR)},$$

где $\omega = 2\pi f$ — угловая частота; $k = 2\pi/\lambda$; (λ — длина ультразвуковой волны); $\varsigma(\rho)$ — амплитуда колебательных смещений от радиальных УЗК на вершинах витков резьбы.

Скорость деформации вдоль оси ρ от воздействия ультразвука определяем дифференцированием выражения скорости смещения по этой оси:

$$\xi_{\rho\Delta} = \frac{\partial\varsigma'(\rho)}{\partial t} = \frac{\varsigma(R)k\sin\omega[\sin(\omega - k\rho\sin\omega)]}{\pi J_1(kR)}.$$

Пренебрегая скоростями течения вдоль осей z и θ из-за их малости, скорость течения частиц металла резьбы определяем по формуле

$$v_\rho = \frac{a_1}{2}\left(\frac{R^2}{\rho} - \rho\right).$$

Коэффициент a_1 определяем из условий интегрального равенства расхода деформируемого металла и условия несжимаемости при $\rho = 1$:

$$a_1\int_0^h\left(\frac{R^2}{\rho} - \rho\right)dz = a_2 dz,$$

где a_1 и a_2 — коэффициенты пропорциональности; h — высота очага деформации.

При $R = 1$ из граничных условий находим $v_\rho = \frac{a_2}{2}\left(\rho - \frac{r^2}{\rho}\right) = 0$ и при $\rho = 1$ имеем $v_\rho = \frac{1}{2h}$. Тогда $a_2 = \frac{1}{h(1 - r^2)}$ и после преобразований получим $a_1 = \frac{R^2 - 1}{h(1 - r^2)}$.

Интенсивность скорости деформации с достаточной точностью можно определить из выражения (3), приняв $\xi_\rho = \xi_{\rho 0} - \xi_{\Delta\rho}$.

Подставляя в формулы (4) выражения для скоростей деформации с учетом выражений (5), после преобразований получим:

$$\left.\begin{aligned}
\sigma_\rho &= \sigma - \frac{\sqrt{3}}{\sqrt[3]{\frac{R^4}{\rho^4} + [\varsigma'(\rho)]^2}} \times \\
&\times\left\{\frac{R^2}{2} + 1 + \frac{2\xi(R)k\sin\omega[\sin(\omega - k\rho\sin\omega)]}{a_1\pi J_1(kR)}\right\}; \\
\sigma_\theta &= \sigma + \frac{\sqrt{3}\left(\frac{R^2}{\rho^2} - 1\right)}{\sqrt[3]{\frac{R^4}{\rho^4} + [\varphi'(\rho)]^2}}; \\
\sigma_z &= \sigma + \frac{2\sqrt{3}}{\sqrt[3]{\frac{R^4}{\rho^4} + 3 + [\varphi'(\rho)]^2}}; \\
\tau_{\rho z} &= \frac{[\varphi'(\rho)]}{\sqrt[3]{\frac{R^4}{\rho^4} + 3 + [\varphi'(\rho)]^2}},
\end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

где φ' — производная произвольной функции.

Подстановка уравнений (8) в дифференциальные уравнения равновесия (1) позволяет получить систему двух уравнений в частных производных относительно среднего главного напряжения с учетом воздействия ультразвука на элемент резьбы:

$$\left.\begin{aligned}
\frac{\partial\sigma}{\partial\rho} &= \frac{\sqrt{3}}{3}\frac{\partial\left[\dfrac{\dfrac{R^2}{\rho^2}+1}{\sqrt{\dfrac{R^4}{\rho^4}+3+[\varphi'(\rho)]^2}}\right]}{\partial\rho}+\\
&+\frac{2\sqrt{3}-\dfrac{R^2}{\rho^3}}{\sqrt[3]{\dfrac{R^4}{\rho^4}+3+[\varphi'(\rho)]^2}}+\frac{2\sqrt{3}\xi(R)k\sin\omega}{3a_1\rho\pi J_1(kR)}\times\\
&\times\left\{\frac{\partial\left[\dfrac{[\sin(\omega-k\rho\sin\omega)]}{\sqrt[3]{\dfrac{R^4}{\rho^4}+3+[\varphi'(\rho)]^2}}\right]}{\partial\rho}+\sin(\omega-k\rho\sin\omega)\right\};\\
\frac{\partial\sigma}{\partial z} &= \frac{\sqrt{3}}{3\rho}\frac{\partial\left[\dfrac{\rho\varphi'(\rho)}{\sqrt[3]{\dfrac{R^4}{\rho^4}+3+[\varphi'(\rho)]^2}}\right]}{\partial\rho}.
\end{aligned}\right\}\quad(9)$$

При решении системы (9) после интегрирования по ρ первого уравнения и дальнейшего дифференцирования по z получим:

$$\partial\sigma/\partial z = f'(z), \quad (10)$$

где $f'(z)$ — производная произвольной функции, полученная после интегрирования первого уравнения системы (9).

В результате интегрирования левой и правой частей второго уравнения системы (9) с учетом формулы (10) получим: $f(z) = \dfrac{C_1}{\sqrt{3}}z + C_2$, где C_1, C_2 — произвольные постоянные.

Учитывая зависимость между $\tau_{\rho z}$ и $\eta_{\rho z}$, находим:

$$\tau_{\rho z} = \frac{\sqrt{3}}{3}\left(\frac{C_1}{2}\rho+\frac{C_2}{\rho}\right).$$

Произвольные постоянные C_1 и C_2 определяем из граничных условий:

при $\rho = R$, $\tau_{\rho z} = -\mu_y$ имеем $C_1 = \dfrac{3(1-2R\mu_y)}{\sqrt{3}(1+R^2)}$;

при $\rho = 1$, $\tau_{\rho z} = \dfrac{1}{2}$ имеем $C_2 = \dfrac{3R(R-2\mu_y)}{2\sqrt{3}(1+R^2)}$,

где μ_y — коэффициент трения при деформировании с радиальными УЗК определяется из выражения [8]:

$$\mu_y = \frac{2}{\pi}\mu\arcsin\frac{kv_0r}{2\pi fv\varsigma(R)\left[\dfrac{1}{kR}-\dfrac{J_2(kR)}{J_1(kR)}\right]\dfrac{2z}{h}(R^2-r^2)}.$$

После преобразований получим окончательное выражение для касательных напряжений:

$$\tau_{\rho z} = \frac{1}{2(R^2-1)}\left[\frac{R^2+2\mu_yR}{\rho}-(1+2\mu_yR)\rho\right].$$

Определяем $\varphi'(\rho)$ с учетом значений постоянных C_1 и C_2:

$$\varphi'(\rho) = \frac{\sqrt{\dfrac{R^4}{\rho^4}+3}\left[\dfrac{R^2+2\mu_yR}{\rho}-(1+2\mu_yR)\rho\right]}{\sqrt{\dfrac{4}{3}(R^2-1)^2\left[\dfrac{R^2+2\mu_yR}{\rho}-(1+2\mu_yR)\rho\right]^2}}. \quad (11)$$

Решая систему уравнений (9), определяем напряжение σ, подстановкой которого в систему (8) находим выражения для σ_ρ, σ_θ, σ_z:

$$\left.\begin{aligned}
\sigma_\rho &= \frac{2\sqrt{3}}{3}\int_1^\rho\frac{R^2}{\rho^3\sqrt{\dfrac{R^4}{\rho^4}+3+[\varphi'(\rho)]^2}}\partial\rho+\\
&+\frac{2k\sin\omega\varsigma(R)}{a_1\sqrt{3}\pi J_1(kR)\sqrt{\dfrac{R^4}{\rho^4}+3+[\varphi'(\rho)]^2}}\times\\
&\times\left[\sin(\omega-k\rho\sin\omega)\left(\frac{1}{\rho}+1\right)+\right.\\
&\left.+\int_1^\rho\frac{\sin(\omega-k\rho\sin\omega)}{\rho}\partial\rho\right]+\frac{1+2\mu_yR}{R^2-1}z+C_3;\\
\sigma_\theta &= \frac{2\sqrt{3}R^2}{a3\rho^2\sqrt{\dfrac{R^4}{\rho^4}+[\varphi'(\rho)]^2}}+\sigma_\rho;\\
\sigma_z &= \frac{\sqrt{3}\left(\dfrac{R^2}{\rho^2}+3\right)}{\sqrt[3]{\dfrac{R^4}{\rho^4}+3+[\varphi'(\rho)]^2}}+\sigma_\rho.
\end{aligned}\right\}\quad(12)$$

Произвольную постоянную C_3 определяем из условий $z = f_1(z) = 0$, $\sigma_z = 0$, $\rho = 1$:

$$C_3 = -\frac{\sqrt{3}}{6}\frac{R^3+3}{\sqrt{R^4+3}} - \frac{2\varsigma(R)k\sin\omega[\sin(\omega - k\rho\sin\omega)]}{\sqrt{3}a_1\pi J_1(kR)\sqrt{R^4+3}}.$$

Произвольные постоянные C_1, C_2, C_3 определены, а производная $\varphi'(\rho)$ определяется из выражения (11).

Таким образом, полученные выражения позволяют оценить напряженное состояние резьбы при деформировании с ультразвуком.

Основными параметрами процесса поверхностно-пластической деформации трубной резьбы являются удельное деформирующее усилие, амплитуда колебательных смещений, мощность акустической энергии (мощность УЗ генератора) и время воздействия.

Удельное деформирующее усилие q_0 определяется от действия напряжений вдоль оси ρ в первой из зависимостей (12) при $\rho = R$ и $z = h$.

При определении q_0 значения синусов равны 1, так как ультразвуковая колебательная система работает в резонансе, когда синус принимает максимальное значение. Значение $J_1(kR)$ берем по абсолютной величине.

Учитывая, что $q = q_0\sigma_т$, выражение для определения удельного деформирующего усилия при воздействии ультразвука при поверхностно-пластическом деформировании резьбы будет иметь вид:

$$q = -\left\{\frac{\sqrt{3}(R^2-3)}{\sqrt{R^4+3}} - \frac{\sqrt{3}(R-1)}{6R}\times\right.$$
$$\times\left(\frac{1}{\sqrt{1+\frac{3\mu^2}{(1-R)^2(1-3\mu_у^2)}}} - \frac{R^2}{\sqrt{R^4+3}}\right) -$$
$$-\frac{2k\varsigma(R)h(1-r^2)}{\sqrt{3}\pi J_1(kR)(R-1)}\left[\frac{R+1}{R\sqrt{1+\frac{3\mu^2}{(1-R)^2(1-3\mu_у^2)}}} +\right.$$
$$+\frac{R-1}{4R}\left(\frac{1}{\sqrt{1+\frac{3\mu^2}{(1-R)^2(1-3\mu_у^2)}}} + \frac{1}{R\sqrt{R^4+3}}\right) -$$
$$\left.\left.-\frac{1}{R\sqrt{R^4+3}}\right] - \frac{1+2\mu_у R}{R^2-1}h\right\}\sigma_т. \qquad (13)$$

По выражению (13) можно оценить влияние геометрических параметров трубы и резьбы, амплитуды колебательных смещений от воздействия ультразвука, коэффициентов трения, высоты очага поверхностно-пластической деформации и физических свойств материала ($\sigma_т$) на процесс формообразования резьбы. Эти величины также необходимы для расчета мощности ультразвукового генератора и преобразователей.

Деформирующее усилие P определяется как произведение удельного усилия q пластического деформирования резьбы с ультразвуком на площадь $S_р$ ее поверхности:

$$P = qS_р.$$

В качестве примера рассмотрим расчет технологических параметров трубной резьбы. Зададим исходные данные для НКТ диаметром 73 мм с толщиной стенки 5,5 мм и шагом 2,54 мм в соответствии с ГОСТ 633—80 для материалов труб разных групп прочности (с разными пределами текучести $\sigma_т$).

Геометрические параметры исследуемой трубной заготовки, мм: $R_н = 36{,}5$; $r_{вн} = 31$; $h_0 = 3$; $\varsigma = 0{,}005$.

Исходные данные для расчетов в относительных величинах геометрических параметров трубной заготовки приведены в таблице.

После подстановки исходных данных в формулу (13) построим график (рис. 3) в координатах: удельное усилие q поверхностно-пластической деформации резьбы и предел текучести $\sigma_т$, с учетом наложения радиальных УЗК.

Согласно рис. 3 при возрастании предела текучести $\sigma_т$ деформируемого материала возрастает удельное деформирующее усилие q. Таким образом, при формообразовании резьбы даже в холодном состоянии, но с ультразвуковым воздействием деформирующее усилие снижается на 30÷40 %. Это позволяет значительно повысить ресурс работы деформирующего инструмента и улучшить качество и прочность резьбы НКТ.

Для проверки полученных зависимостей был проведен математический эксперимент с помощью программного комплекса Deform2D. Для исследования формоизменения и энергосиловых параметров при формовке резьбы построена плоская модель, полученная развертыванием в линию одного витка резьбы трубы НКТ. В качестве допущения было также принято, что в данном витке спирали реализуется плоское деформированное состояние в связи с тем, что резьба образуется путем раздачи

R	r	h	$\lvert J_1(kR)\rvert$	k	$\sigma_т$, МПа	μ	$\mu_у$	$\varsigma(R)$
6,34	5,64	0,6	0,2	23 (сталь)	379 552 930	0,6	0,2	0,009

трубы с одновременным затеканием металла во впадину резьбы по всей длине витка, а движение металла вдоль оси трубы в зоне оформления резьбы практически отсутствует и им можно пренебречь. Длина витка составила 229,2 мм, трение задавалось по закону Амонтона—Кулона с коэффициентом 0,2. В качестве материала модели приняли сталь AISI 1035, которая является аналогом стали 35.

В процессе формоизменения каждый виток резьбы трубы постепенно заполняет зеркальный профиль заданной резьбы в матрице (рис. 4), холодный металл деформируется и течет в радиальном направлении. Кривая упрочнения данной стали представлена на рис. 5.

В результате моделирования получены распределения интенсивности напряжений в материале заготовки (рис. 6) и контактных давлений (рис. 7).

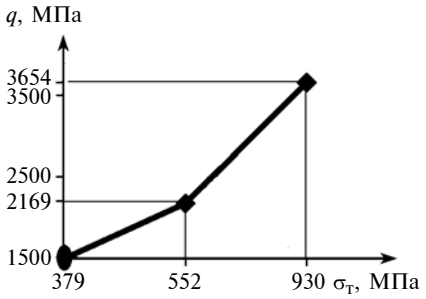


Рис. 3. Зависимость удельного усилия *q* поверхностно-пластического деформирования резьбы с использованием радиальных УЗК от предела текучести $\sigma_т$ материала

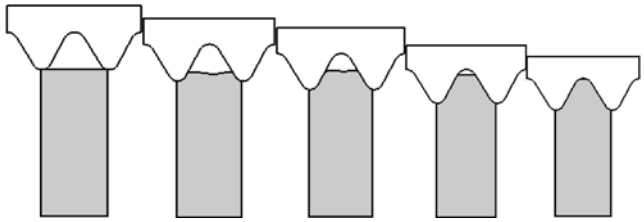


Рис. 4. Последовательность заполнения профиля резьбы

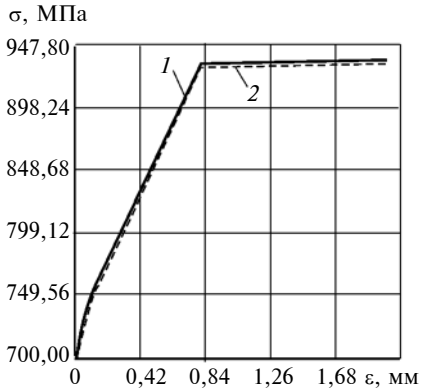


Рис. 5. Кривая упрочнения стали AISI 1035

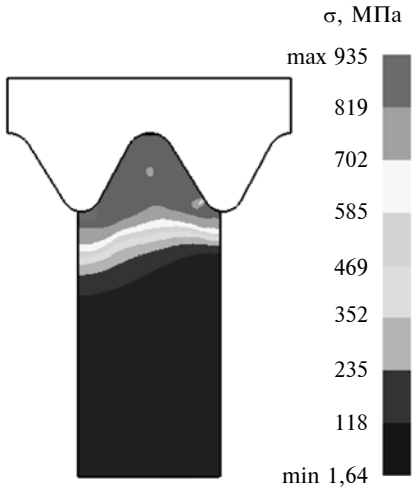


Рис. 6. Интенсивность сжимающих напряжений σ

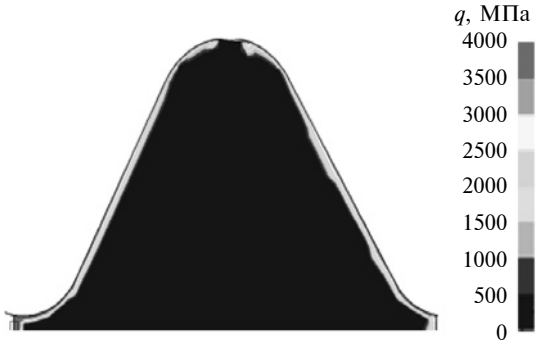


Рис. 7. Удельные деформирующие усилия *q*

Как следует из этих рисунков, значение интенсивности напряжений, а следовательно, и напряжение текучести в зоне контакта материала с инструментом достигает 900÷935 МПа. При этом контактные напряжения (удельные деформирующие усилия *q*) на поверхности матрицы достигают 3500÷4000 МПа.

Таким образом, с использованием компьютерного моделирования также определены удельные усилия поверхностно-пластического деформирования резьбы. При этом наблюдается хорошее совпадение данных по удельному деформирующему усилию *q* в зависимости от предела текучести $\sigma_т$, полученных в результате аналитического расчета и математического моделирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Осипенков Г. А., Пегашкин В. Ф., Филимонова И. Е.** Повышение износостойкости деталей поверхностным пластическим деформированием с помощью ультразвуковых крутильных колебаний // Вестник машиностроения. 2009. № 2. С. 74—75.
2. **Козлов А. А., Дерябин М. Н.** Ультразвуковая обработка жаропрочных материалов с обдувом зоны резания сжатым воздухом // Вестник машиностроения. 2010. № 2. С. 43—47.

УДК 621.9-11.001.573

А. Г. ИВАХНЕНКО, В. В. КУЦ, доктора техн. наук (Юго-Западный ГУ, г. Курск),
Е. О. ИВАХНЕНКО, канд. техн. наук (Финансовый университет при Правительстве РФ — Курский филиал),
e-mail: kuc-vadim@yandex.ru

Структурно-параметрический синтез металлорежущих систем с гибридной компоновкой

Рассматривается структурно-параметрический синтез (СПС) технологического оборудования гибридной компоновки, имеющего механизмы с параллельной кинематикой. СПС направлен на обеспечение заданной точности обработки уже на этапах технического задания и технического предложения на оборудование.

Ключевые слова: технологическое оборудование, гибридная компоновка, структурно-параметрический синтез, проектирование, погрешность обработки.

The structural parametric synthesis (SPS) of manufacturing equipment of hybrid assembly, which have mechanisms with parallel kinematics, is considered. The SPS is intended to assurance of the specified processing accuracy already on the stages of the performance specification and the technical proposal on the equipment.

Keywords: manufacturing equipment, hybrid assembly, structural parametric synthesis, design, working error.

Применение в современном машиностроительном производстве изделий с поверхностями сложной формы, а также постоянный рост требований к точности и производительности обработки обусловили появление технологического оборудования (ТО) гибридной компоновки, в частности содержащего механизмы с параллельной кинематикой (МПК) — биглайды, гексаподы, триподы, ротоподы и т. д. Однако созданию и широкому использованию подобного потенциально высокоточного оборудования препятствует отсутствие систематизированных методов и методик его структурно-параметрического синтеза (СПС) на ранних этапах проектирования (техническое задание, техническое предложение), что в первую очередь отражается на стоимости и сроках его создания. Анализ основных публикаций по данной проблеме [1—14] показал, что в большинстве своем они посвящены этапам эскизного и технического проектирования, на которых задача обеспечения заданной точности обработки может уже не иметь экономически целесообразного технического решения.

Проблема обеспечения точности связана с развитием основных положений методологии СПС металлорежущих систем [15—20], особенно в части положений структурного синтеза, а именно — синтеза вариантов формообразующих движений (координатных компоновок металлорежущей системы, эквивалентных базовой компоновке по формообразующим возможностям), пока не учитывающих возможность создания металлорежущих систем с гибридной компоновкой.

В процессе синтеза вариантов формообразующих движений предлагается выполнять ряд преобразований ноль-базового и последующих, полученных в процессе синтеза вариантов [16—18], связанных, в частности, с заменой движений формообразования и заменой связей. Ранее предполагалось, что одно звено формообразующей системы (ФС) выполняет одно движение формообразования (имеет одну степень свободы), что соответствует традиционным структурам ФС. Однако для ФС ТО с гибридной компоновкой характерно, что одно звено может выполнять несколько формообразующих движений (иметь несколько степеней свободы). С учетом данной особенности предлагаем при синтезе структур выполнять дополнительное преобразование компоновок, связанное с объединением от двух до шести последовательных движений формообразования в рамках одного звена ФС.

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

3. **Агапов С. И., Ткаченко И. Г.** Определение оптимальных амплитуды и направления ультразвуковых колебаний при зубодолблении мелкомодульных зубчатых колес // Вестник машиностроения. 2010. № 2. С. 48—50.

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

5. **Попов Е. А., Оцхенли В. Н.** Анализ напряженно-деформированного состояния при обжиме трубных заготовок // Кузнечно-штамповочное производство. 1972. № 5. С. 17—19.

6. **Евсюков С. А.** Обжим-раздача цилиндрических трубных обечаек в условиях горячей деформации // Известия вузов. Машиностроение. 1994. № 7—9. С. 126—130.

7. **Васильев П. Е., Казанцев В. Ф.** Дисковые концентраторы радиальных колебаний // Акустический журнал. 1976. Вып. 6. Т. 22. С. 825—829.

8. **Виноградов В. Н., Небогов С. М.** Использование радиальных ультразвуковых колебаний при штамповке выдавливанием // Известия вузов. Машиностроение. 1981. № 8. С. 89—93.

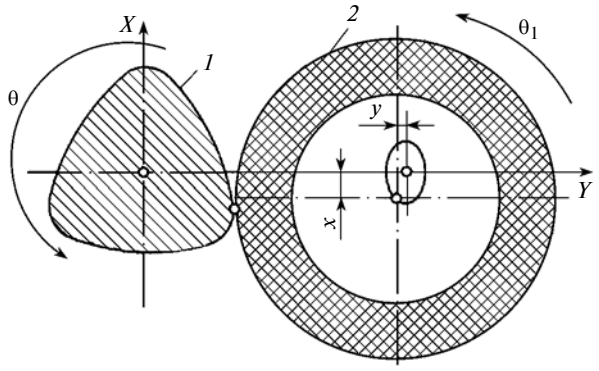


Рис. 1. Формообразование РК-3-профильного вала по схеме, соответствующей функции формообразования (1)

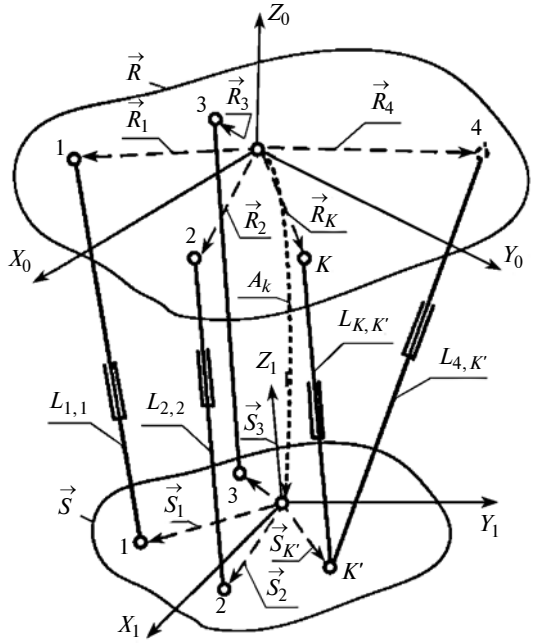


Рис. 2 Обобщенная структурная схема МПК

Пример 1. Рассмотрим схему формообразования РК-3-профильного (с равноосным контуром) вала *1* шлифовальным кругом *2* (рис. 1), при которой функция формообразования имеет вид [17]:

$$\vec{r}_0 = A^6(\theta)A^1(x)A^2(y)A^3(z)A^6(\theta_1)\vec{r}_1, \qquad (1)$$

где θ — угол поворота обрабатываемой детали вокруг оси Z; x, y — соответственно перемещения вдоль осей X и Y, обеспечивающие формирование профиля вала; z — перемещение в направлении подачи; θ_1 — угол поворота шлифовального круга вокруг оси Z; $A^6(\theta)$ — матрица относительного перемещения вокруг оси Z; $A^1(x)$, $A^2(y)$ — соответственно матрицы относительных перемещений вдоль осей X и Y; $A^3(z)$ — матрица относительного перемещения вдоль оси Z; $A^6(\theta_1)$ — матрица относительного перемещения вокруг оси шлифовального круга; $\vec{r}_1$ — векторное уравнение режущего инструмента.

Дополнительное преобразование данной структуры позволяет получить и рассматривать варианты, приведенные в таблице, в которой приняты следующие обозначения матриц:

$A^{(6,\,1)}(\theta, x)$ — обобщенная матрица относительных перемещений вокруг оси Z и вдоль оси X:

$$A^{(6,1)}(\theta, x) = A^6(\theta)A^1(x);$$

$A^{(6,\,1,\,2)}(\theta, x, y)$ — обобщенная матрица относительных перемещений вокруг оси Z и вдоль осей X и Y:

$$A^{(6,\,1,\,2)}(\theta, x, y) = A^6(\theta)A^1(x)A^2(y).$$

Остальные обобщенные матрицы в таблице (варианты 3—10) определяются аналогично.

Таким образом, применение дополнительного преобразования базового варианта структуры (1) позволило сформировать и рассматривать в дальнейшем десять новых вариантов компоновок, основанных на использовании МПК.

Реализация СПС связана с решением на начальном этапе задачи определения значений управляемых параметров k-го звена ФС, построенного на базе МПК (например, длин штанг, углов поворота и т. д.) на основе параметров формообразующих движений $q_{k1}, q_{k2}, ..., q_{kN_k}$ (рис. 2). Эту задачу в общем виде можно решить следующим образом.

Опишем положение шарниров штанг, расположение которых определяется относительно основания механизма векторным выражением

$$\vec{R} = \{\vec{R}_1, \vec{R}_2, ..., \vec{R}_K\},$$

где $\vec{R}_1, \vec{R}_2, ..., \vec{R}_K$ — векторы, задающие положение шарниров 1, 2, ..., K (K — число шарниров).

Дополнительные варианты формообразования РК-3-профильного вала при использовании МПК

Вариант	Дополнительные варианты
1	$A^{(6,1)}(\theta, x)A^2(y)A^3(z)A^6(\theta_1)$
2	$A^{(6,1,2)}(\theta, x, y)A^3(z)A^6(\theta_1)$
3	$A^{(6,1,2,3)}(\theta, x, y, z)A^6(\theta_1)$
4	$A^{(6,1,2,3,6)}(\theta, x, y, z, \theta_1)$
5	$A^6(\theta)A^{(1,2)}(x, y)A^3(z)A^6(\theta_1)$
6	$A^6(\theta)A^{(1,2,3)}(x, y, z)A^6(\theta_1)$
7	$A^6(\theta)A^{(1,2,3,6)}(x, y, z, \theta_1)$
8	$A^6(\theta)A^1(x)A^{(2,3)}(y, z)A^6(\theta_1)$
9	$A^6(\theta)A^1(x)A^{(2,3,6)}(y, z, \theta_1)$
10	$A^6(\theta)A^1(x)A^2(y)A^{(3,6)}(z, \theta_1)$

Для i-го шарнира вектор $\vec{R}_i$ определяется параметрами a_{i1}, a_{i2}, ..., a_{iN_i}, задающими положение центра i-го шарнира, где N_i — число параметров. Так как шарниры относительно основания могут иметь как стационарное, так и нестационарное положение, параметры a_{i1}, a_{i2}, ..., a_{iN_i} могут быть постоянными или изменяться во времени.

Опишем положение шарниров штанг, расположенных на неподвижной платформе векторным выражением

$$\vec{S} = \{\vec{S}_1, \vec{S}_2, ..., \vec{S}_{K'}\},$$

где $\vec{S}_1$, $\vec{S}_2$, ..., $\vec{S}_{K'}$ — векторы, задающие положение центра шарниров 1, 2, ..., K', расположенных на подвижной штанге (предполагается, что число шарниров $K' \le K$).

Так как данные шарниры неподвижны, для j-го шарнира вектор $\vec{S}_j$ зададим как $\vec{S}_j = [x_j, y_j, z_j, 1]^{\mathrm{T}}$.

Положение штанг описывается матрицей L размерностью $[K \times K']$, где ij-й элемент равен нулю ($L_{ij} = 0$), если i-й и j-й шарниры расположены на разных штангах, или ij-й элемент равен длине l_{ij} штанги. Длину раздвижных штанг представим в виде функции $l_{ij}(b_{ij1}, b_{ij2}, ..., b_{ijN_{ij}})$, где b_{ij1}, b_{ij2}, ..., $b_{ijN_{ij}}$ — параметры, определяющие расстояния между шарнирами; N_{ij} — число параметров.

Записав для каждого не нулевого элемента матрицы L равенство вида

$$L_{ij}(b_{ij1}, b_{ij2}, ..., b_{ijN_{ij}}) = |\vec{R}_i(a_{i1}, a_{i2}, ..., a_{iN_i}) - A_k(q_{k1}, q_{k2}, ..., q_{kN_k})\vec{S}_j|, \quad (2)$$

где $A_k(q_{k1}, q_{k2}, ..., q_{kN_k})$ — матрица преобразования из системы координат основания в систему координат подвижной части, сформируем систему уравнений, решение которой позволит определить или неизвестные управляемые параметры a_{i1}, a_{i2}, ..., a_{iN_i} и b_{ij1}, b_{ij2}, ..., $b_{ijN_{ij}}$ при их числе, равном числу штанг, или области их возможных значений.

Пример 2. Рассмотрим варианты 2 и 5 (см. таблицу), полученные в примере 1, которые могут быть реализованы, например, с применением МПК биглайд [6]. Эти варианты отличаются тем, что в варианте 2 формообразование осуществляется относительно неподвижной заготовки, т. е. шлифовальный круг совершает обкат по всей поверхности профильного вала, а в варианте 5 заготовка вращается вокруг собственной оси, а шлифовальный круг совершает согласованные перемещения по

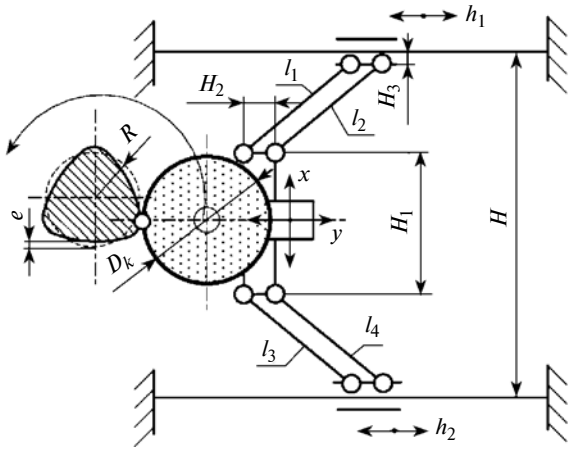


Рис. 3. Схема обработки с применением МПК биглайд

осям X и Y. Для данного механизма (рис. 3) зададим векторы:

$$\vec{R}_1(h_1) = [h_1 - H_2/2,\ H/2 - H_3,\ 0,1]^{\mathrm{T}};$$

$$\vec{R}_2(h_1) = [h_1 + H_2/2,\ H/2 - H_3,\ 0,1]^{\mathrm{T}};$$

$$\vec{R}_3(h_2) = [h_2 - H_2/2,\ -H/2 + H_3,\ 0,1]^{\mathrm{T}};$$

$$\vec{R}_4(h_2) = [h_2 + H_2/2,\ -H/2 + H_3,\ 0,1]^{\mathrm{T}};$$

$$\vec{S}_1 = [0,\ H_1/2,\ 0,1]^{\mathrm{T}}; \quad \vec{S}_2 = [H_2,\ H_1/2,\ 0,1]^{\mathrm{T}};$$

$$\vec{S}_3 = [0,\ -H_1/2,\ 0,1]^{\mathrm{T}}; \quad \vec{S}_4 = [H_2,\ -H_1/2,\ 0,1]^{\mathrm{T}}$$

и диагональную матрицу $L = \mathrm{diag}[l_1, ..., l_4]$, что позволяет сформировать и решить относительно управляемых параметров h_1 и h_2 системы уравнений:

для варианта 2

$$\begin{cases} l_1 = \left|\vec{R}_1(h_1) - A^{(6,1,2)}(\theta, x, y)\vec{S}_1\right|; \\ l_2 = \left|\vec{R}_2(h_1) - A^{(6,1,2)}(\theta, x, y)\vec{S}_2\right|; \\ l_3 = \left|\vec{R}_3(h_2) - A^{(6,1,2)}(\theta, x, y)\vec{S}_3\right|; \\ l_4 = \left|\vec{R}_4(h_2) - A^{(6,1,2)}(\theta, x, y)\vec{S}_4\right|, \end{cases} \quad (3)$$

для варианта 5

$$\begin{cases} l_1 = \left|\vec{R}_1(h_1) - A^{(1,2)}(x, y)\vec{S}_1\right|; \\ l_2 = \left|\vec{R}_2(h_1) - A^{(1,2)}(x, y)\vec{S}_2\right|; \\ l_3 = \left|\vec{R}_3(h_2) - A^{(1,2)}(x, y)\vec{S}_3\right|; \\ l_4 = \left|\vec{R}_4(h_2) - A^{(1,2)}(x, y)\vec{S}_4\right|. \end{cases} \quad (4)$$

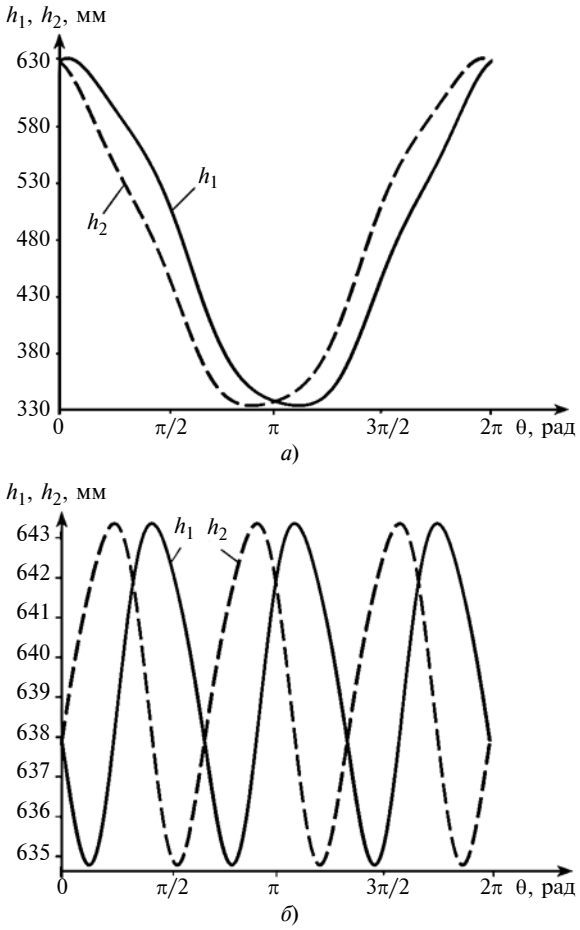


Рис. 4. Изменение положения шарниров штанг при формообразовании РК-3-профильного вала для вариантов 2 (*а*) и 5 (*б*) в зависимости от угла θ поворота детали

Для РК-3-профильного вала с параметрами $R = 50$ мм, $e = 2$ мм, параметрами механизма $l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = 500$ мм, $H = 400$ мм, $H_1 = 200$ мм и диаметром шлифовального круга $D_к = 200$ мм на основе решения систем уравнений (3) и (4) были получены зависимости изменения h_1 и h_2 (мм) от параметра θ (рад) для рассматриваемых вариантов (рис. 4).

Так как к ТО предъявляются требования, связанные с точностью обработки, то для дальнейшей реализации параметрического синтеза необходимо установить (особенно для ранних этапов проектирования) зависимости между погрешностью обработки и погрешностями положения и ориентации звеньев ФС. В работе [21] и затем в работах [15—18] данная задача решалась с помощью уравнения векторного баланса, при этом погрешность положения точек обрабатываемой поверхности определяли как

$$\Delta\vec{r}_0 = \sum_{i=0}^{l} A_{0,i}\varepsilon_i A_{i,l}\vec{r}_l, \qquad (5)$$

где ε_i — матрица вариации i-го узла ФС, которая фактически задает погрешность положения i-го узла относительно $(i + 1)$-го узла; $A_{0,i}$ и $A_{i,l}$ — матрицы обобщенных перемещений звеньев ФС, входящие в уравнение формообразования; $\vec{r}_l$ — векторное уравнение режущего инструмента.

В работе [21] показана структура матриц $A_{0,i}$, $A_{i,l}$ и ε_i. Для удобства формулу (5) можно также представить в виде:

$$\Delta\vec{r}_0 = \left[\sum_{i=0}^{l}\Delta_{xi},\ \sum_{i=0}^{l}\Delta_{yi},\ \sum_{i=0}^{l}\Delta_{zi},\ 0\right]^{\mathrm{T}} = \sum_{i=0}^{l}\vec{\Delta}_i, \qquad (6)$$

где $\vec{\Delta}_i = \varepsilon_i\Delta\vec{r}_{\varepsilon i}$, $\Delta\vec{r}_{\varepsilon i} = A_{i,l}\vec{r}_l$.

Используя выражение (6) и заданные показатели точности обработанной поверхности, можно решить как прямую, так и обратную задачу проектирования ТО, построенного на основе МПК. При обеспечении точности проектируемого оборудования и принятии величины $\Delta\vec{r}_0$ в качестве замыкающего звена можно приступать к определению значений проектных параметров каждого звена ФС.

В качестве примера рассмотрим основные этапы моделирования статической составляющей $\Delta\vec{r}_{0ст}$ погрешности процесса формообразования поверхностей на ТО, которую формирует МПК, для чего необходимо установить аналитические зависимости, связывающие проектные параметры МПК с величинами δ_{xi}, δ_{yi}, δ_{zi}, α_i, β_i, γ_i, входящими в матрицу ε_i [16—18, 21], соответствующую данному механизму. При расчете будем руководствоваться следующими допущениями [7, 14]:

1) статические деформации звена ФС обусловлены действием силы резания и деформацией штанг;

2) жесткость основания, подвижной платформы, шарниров, шпинделя и инструмента существенно больше жесткости штанг;

3) платформу, шпиндельный узел и инструмент рассматриваем как одно звено формообразующей системы;

4) сила резания приложена в точке контакта инструмента с обрабатываемой поверхностью.

Записывая величины δ_{xi}, δ_{yi}, δ_{zi}, α_i, β_i, γ_i в виде вектора

$$\delta\vec{P} = (\delta_{xi}, \delta_{yi}, \delta_{zi}, \alpha_i, \beta_i, \gamma_i)^{\mathrm{T}},$$

из условия статического баланса получим [7, 14]:

$$\delta\vec{P} = K_C^{-1}\cdot\vec{F}_{\mathrm{p}}.$$

Здесь $\vec{F}_{\mathrm{p}} = (F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z)^{\mathrm{T}}$ — вектор составляющих силы резания; $K_C = J\cdot K_S\cdot J^{-1}$ — пространственная матрица жесткости МПК в декартовой системе координат его основания, где J — матрица Якоби (представляет собой матрицу частного передаточного отношения кинематической струк-

туры); K_S — пространственная матрица жесткости штанг.

Для нахождения J опишем МПК с помощью системы уравнений (2), которую при заданных значениях $a_{i1}, a_{i2}, ..., a_{iN_i}$ и $b_{ij1}, b_{ij2}, ..., b_{ijN_{ij}}$ можно представить в виде:

$$l_j = f_j(q_{k1}, q_{k2}, ..., q_{kN_k}).$$

Тогда

$$J^{-1} = \begin{bmatrix} \mathrm{d}f_1/\mathrm{d}q_{k1} & \mathrm{d}f_1/\mathrm{d}q_{k2} & ... & \mathrm{d}f_1/\mathrm{d}q_{kN_k} \\ \mathrm{d}f_2/\mathrm{d}q_{k1} & \mathrm{d}f_2/\mathrm{d}q_{k2} & ... & \mathrm{d}f_2/\mathrm{d}q_{kN_k} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \mathrm{d}f_{J_l}/\mathrm{d}q_{k1} & \mathrm{d}f_{J_l}/\mathrm{d}q_{k2} & ... & \mathrm{d}f_{J_l}/\mathrm{d}q_{kN_k} \end{bmatrix}.$$

Пространственная матрица жесткости штанг является диагональной:

$$K_S = \mathrm{diag}[j_{S1}, j_{S2}, ..., j_{Sj}].$$

Здесь j_{Sj} — итоговая жесткость j-й штанги, которая для раздвижных штанг с учетом собственной жесткости привода штанги составляет:

$$j_{Sj} = (j_{Pj} \cdot A_j E_j / l_j)/(j_{Pj} + A_j E_j / l_j),$$

где j_{Pj} — жесткость привода j-й штанги; $A_j E_j / l_j$ — жесткость штанги на растяжение—сжатие; E_j — модуль упругости при растяжении и сжатии; A_j — площадь поперечного сечения штанги.

Пример 3. Для рассматриваемой структуры ФС, подставляя матрицы вариации систем координат, соответствующих узлам ФС, в выражение (6), получим векторное выражение, устанавливающее зависимость погрешности обработки на станке от смещений, поворотов, деформаций растяжения (сжатия) и др. для звеньев ФС. При вычислении по выражению (6) для варианта 2 (см. таблицу) рассмотрим только составляющие вектора $\vec{\Delta}_0$, приходящиеся на МПК, для которого проекция на радиальное направление к профилю

$$\Delta_{0r} = \Delta_{x0}\cos\theta + \Delta_{y0}\sin\theta. \quad (7)$$

Из формулы (7) и структуры матрицы $A^{(6,\,1,\,2)}(\theta, x, y)$ следует, что статическая составляющая Δ_{0r} погрешности, обусловленная действием силы резания и деформацией штанг, будет формироваться величинами δ_{x0}, δ_{y0}, γ_0, входящими в матрицу ε_0, что позволяет обоснованно назначить предельно допустимые значения параметров δ_{x0}, δ_{y0}, γ_0. Так, для РК-3-профильного вала с параметрами $R = 50$ мм и $e = 1$ мм статическая составляющая погрешности, равная ± 10 мкм, может быть достигнута при значениях $\delta_{x0} = \pm 7$ мкм, $\delta_{y0} = \pm 7$ мкм, $\gamma_0 = \pm 0{,}000001$ рад (рис. 5).

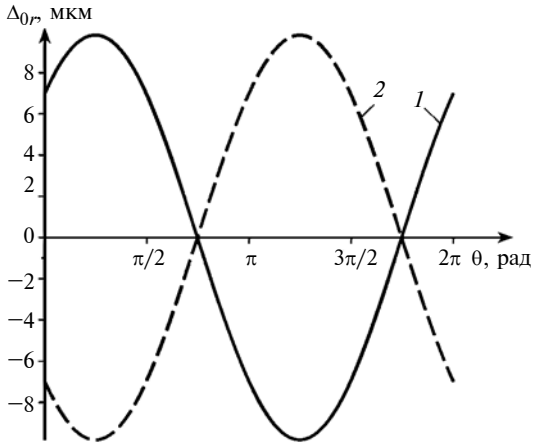


Рис. 5. Изменение статической составляющей Δ_{0r} погрешности МПК при $\delta_{x0} = \delta_{y0} = 7$ мкм и $\gamma_0 = 0{,}000001$ рад (*1*) и $\delta_{x0} = \delta_{y0} = -7$ мкм и $\gamma_0 = -0{,}000001$ рад (*2*) в зависимости от угла θ

Зададим параметры шлифования: продольная подача вала $S_{\text{пр}} = 12$ мм/об; скорость резания $v_{\text{д}} = 7{,}5$ м/мин. Глубину $t(\theta)$ шлифования определим по формуле

$$t(\theta) = R + e - \sqrt{x_0^2(\theta) + y_0^2(\theta)}.$$

Тангенциальную P_τ и радиальную P_r составляющие силы резания при шлифовании закаленного вала определим по формулам:

$$P_\tau = C_{\text{р}} v_{\text{д}}^{0,7} S_{\text{пр}}^{0,7} t(\theta)^{0,6};$$

$$P_r = 3P_\tau,$$

где $C_{\text{р}}$ — коэффициент, зависящий от свойств материала шлифуемой детали.

Данные величины представим в виде векторов в системе координат вала:

$$\vec{P}_{\tau 0}(\theta) = [x_{\tau 0}(\theta), y_{\tau 0}(\theta), z_{\tau 0}(\theta), 0]^{\text{т}} = \frac{\mathrm{d}\vec{r}_0(\theta)}{\mathrm{d}\theta} P_\tau;$$

$$\vec{P}_{r0}(\theta) = [x_{r0}(\theta), y_{r0}(\theta), z_{r0}(\theta), 0]^{\text{т}} = \vec{n}_0(\theta) \cdot P_\tau.$$

Тогда составляющие вектора силы резания $F_{\text{р}} = (F_x, F_y, M_z)^{\text{т}}$ определим как

$$F_x(\theta) = x_{\tau 0}(\theta) + x_{r0}(\theta);$$

$$F_y(\theta) = y_{\tau 0}(\theta) + y_{r0}(\theta); \quad (8)$$

$$M_z = P_\tau D_{\text{к}}/2 + P_r y.$$

На рис. 6 представлен результат расчета составляющих силы резания по формулам (8).

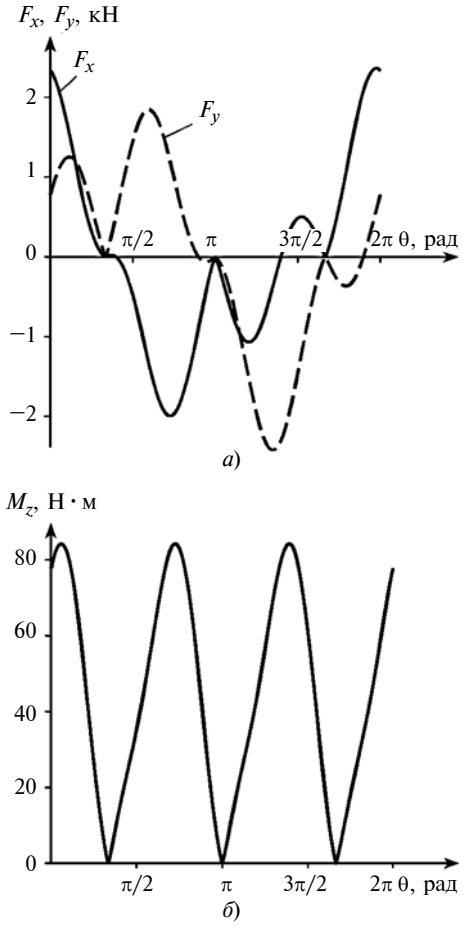


Рис. 6. Изменение сил F_x, F_y (*а*) и момента резания M_z (*б*) в зависимости от угла θ

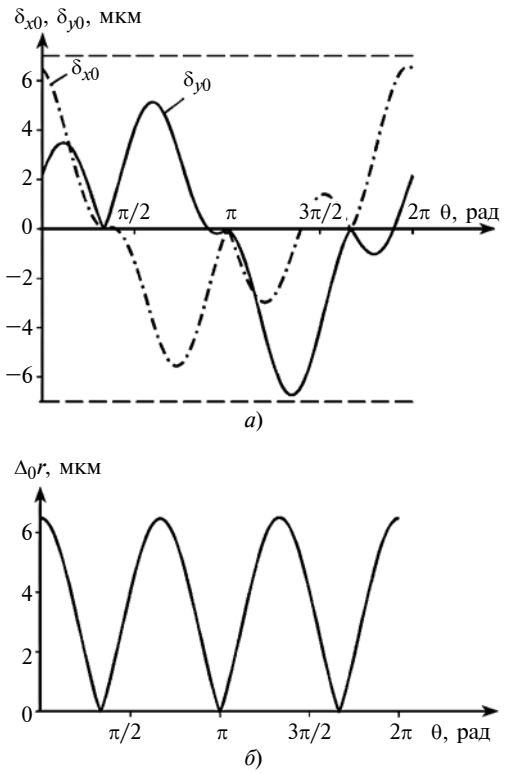


Рис. 7. Расчетные зависимости погрешностей δ_{x0}, δ_{y0} (*а*) и Δ_{0r} (*б*) от угла θ для стальных штанг

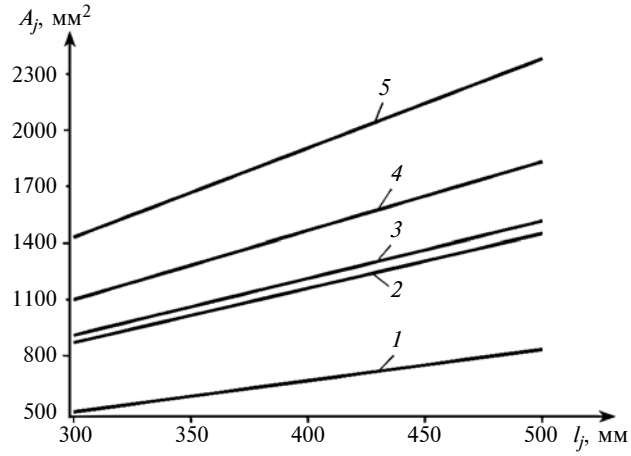


Рис. 8. Зависимости площади A_j поперечного сечения штанг из стали (*1*), чугуна (*2*), меди (*3*), латуни (*4*) и алюминия (*5*) от их длины *l*

Выполняя дальнейшие вычисления, устанавливаем выражение для расчета вектора

$$\delta\vec{P} = (\delta_{x0}, \delta_{y0}, \gamma_0)^{\mathrm{T}}.$$

На рис. 7, *а* приведены результаты вычислений δ_{x0} и δ_{y0} для стальных штанг длиной $l = 500$ мм с поперечным сечением площадью $A = 900$ мм^2, при которых выполняются требования: $\delta_{x0} \le \pm 7$ мкм; $\delta_{y0} \le \pm 7$ мкм; $\gamma_0 \le \pm 0{,}000001$ рад.

Согласно рис. 7, *б* статическая составляющая погрешности МПК $\Delta_{0r} \le 10$ мкм.

Полученные выражения позволили установить для штанг из раз ных материалов зависимости между их длиной и площадью поперечного сечения, при которых выполняются требования: $\delta_{x0} \le \pm 7$ мкм; $\delta_{y0} \le \pm 7$ мкм; $\gamma_0 \le \pm 0{,}000001$ рад (рис. 8).

Таким образом, в работе предложено дополнительное преобразование структур ФС станков, обеспечивающих возможность синтеза и анализа ТО с гибридной компоновкой. Для рассмотренных примеров применение дополнительного преобразования базового варианта (1) структуры позволило сформировать и рассматривать в дальнейшем 10 новых вариантов компоновок, основанных на использовании МПК, а моделирование статической составляющей погрешности процесса формообразования — реализовать на ранних этапах проектирования его параметрический синтез и анализ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бушуев В. В., Хольшев И. Г.** Механизмы параллельной структуры в машиностроении // СТИН. 2001. № 1. С. 3—8.
2. **Подзоров П. В., Бушуев В. В.** Структурный анализ и классификация механизмов параллельной кинематики // Мехатроника. Автоматизация. Управление. 2004.

3. **Бушуев В. В., Подзоров П. В.** Особенности проектирования оборудования с параллельной кинематикой // Станки и инструмент. 2004. № 4. С. 3—10.

4. **Бушуев В. В., Подзоров П. В.** Особенности проектирования оборудования с параллельной кинематикой // Станки и инструмент. 2004. № 5. С. 3—7.

5. **Моделирование** зон особых положений механизмов параллельной структуры / В. А. Глазунов, А. Ф. Крайнев, Г. В. Рашоян и др. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2000. № 2. С. 92—104.

6. **Кузнецов Ю. Н., Дмитриев Д. А., Диневич Г. Е.** / Под ред. Ю. Н. Кузнецова. Компоновки станков с механизмами параллельной структуры. Херсон: ПП Вишемирський В. С., 2010. 471 с.

7. **Грек Н. А., Ивахненко А. Г., Подленко О. Н.** Моделирование формообразования на станках с параллельной кинематикой // Информатика и системы управления. 2005. № 1 (9). С. 34—40.

8. **Zhang D., Gosselin C. M.** Kinetostatic Analysis and Design Optimization of the Tricept Machine Tool Family // J. Manufacturing. Science and Engineering. 2002. August. V. 124. Issue 3. 725—733.

9. **Zoppi M., Zlatanov D., Molfino R.** Kinematics Analysis of the Exechon Tripod // ASME 2010 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference (IDETC/CIE2010), August 15—18, Montreal, Quebec, Canada.

10. **Афонин В. Л., Подзоров П. В., Слепцов В. В.** / Под общ. ред. В. Л. Афонина. Обрабатывающее оборудование на основе механизмов параллельной структуры: Учебное пособие. М.: МГТУ "СТАНКИН", Янус-К, 2006. 452 с.

11. **Афонин В. Л.** Механизмы параллельной структуры. Кинематика и динамика. М.: ИЦ МГТУ "СТАНКИН", 2005. 180 с.

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

13. **Подзоров П. В.** Синтез технологического оборудования на основе механизмов параллельной кинематики: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Московский гос. технолог. ун-т. Москва. 2003.

14. **Подленко О. Н.** Параметрический синтез формообразующих систем станков на базе механизмов с параллельной кинематикой: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Тихоокеанский ГУ. Комсомольск-на-Амуре, 2005.

15. **Ивахненко А. Г.** Концептуальное проектирование металлорежущих систем. Структурный синтез. Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 1998. 124 с.

16. **Ивахненко А. Г., Куц В. В.** Структурно-параметрический синтез технологических систем: Монография. Курск: Курск. гос. техн. ун-т, 2010. 151 с.

17. **Куц В. В.** Методология предпроектных исследований специализированных металлорежущих систем: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Юго-Западный ГУ. Курск, 2012.

18. **Ивахненко А. Г., Куц В. В.** Предпроектные исследования металлорежущих систем. Курск: Юго-Западный ГУ, 2013. 188 с.

19. **Кузьменко А. П., Куц В. В.** Совершенствование процесса проектирования металлорежущих станков // Известия Юго-Западного государственного университета. 2011. № 6 (39). Ч. 2. С. 120—124.

20. **Ивахненко А. Г., Куц В. В.** Схема структурно-параметрического синтеза металлорежущих систем // Известия ОрелГТУ. Сер. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2009. № 3-2. С. 20—25.

21. **Решетов Д. Н., Портман В. Т.** Точность металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1986. 336 с.

УДК 620.179.147

С. Ф. ДМИТРИЕВ, канд. техн. наук, А. О. КАТАСОНОВ, В. Н. МАЛИКОВ, А. М. САГАЛАКОВ, д-р физ.-мат. наук (Алтайский ГУ, г. Барнаул), e-mail: osys@me.com

Вихретоковая измерительная система для исследования дефектов сплавов и сварных швов

Разработана измерительная система на основе вихретокового преобразователя трансформаторного типа, позволяющая исследовать на наличие дефектов пластины из дюралюминия и алюминиево-магниевых сплавов.

Ключевые слова: вихретоковая измерительная система, вихретоковый преобразователь, сплав, сварной шов, дефект.

The measuring system on the base of eddy-current converter of a transformer type, which allows testing the duraluminum plates and aluminum-magnesium alloys on presence of defects, is developed.

Keywords: eddy-current measuring system, eddy-current transformer, alloy, weld defect.

Методы и средства неразрушающего вихретокового контроля применимы для поиска дефектов в изделиях из любых электропроводящих материалов. Такое измерение позволяет при необходимости исследовать в заводских условиях каждое выпускаемое изделие.

В современном машиностроении широко применяют дюралюминий и алюминиево-магниевые сплавы, которые являются основными конструкционными материалами в авиации и космонавтике. Благодаря удачному сочетанию прочности и легкости их широко применяют при производстве скоростных поездов, например поездов Синкансэн (Япония), и во многих других отраслях маши-

ностроения. Дюралюминий применяют также в электротехнической, химической и пищевой промышленности, при изготовлении систем вентиляции, в радиотехнике, строительстве. Например, сплав Д16АМ применяется в экстремальных условиях низких температур, дюралюминий Д16Т пластичен и поэтому используется в судостроении.

Дефекты в данных сплавах могут возникать как при литье, так и при последующем изготовлении деталей, например вследствие некачественной сварки. В последние годы возросло применение алюминиево-магниевых сплавов в сварных конструкциях. Типичными дефектами сварного шва являются микротрещины, которые ухудшают механические и антикоррозионные свойства сварного шва. Нечувствительность вихретокового метода контроля к непроводящим ток слоям краски позволяет использовать его для диагностики деталей с лакокрасочными покрытиями.

Конструктивное исполнение датчика — вихретокового преобразователя

Разработан сверхминиатюрный вихретоковый преобразователь (ВТП) [1] для локального контроля физических параметров при исследовании свойств пластин из алюминиевых сплавов и сварных швов. Достоинством данного преобразователя в отличие от аналогичных приборов является возможность локальных измерений на участках величиной порядка сотен микрометров и на глубинах порядка 5 мм. Непосредственно измеряемым параметром является электрическая проводимость материала и ее распределение по поверхности и толщине исследуемого объекта.

В основе метода вихревых токов лежит зависимость их интенсивности и распределения в объекте контроля от его геометрических, электромагнитных (и связанных с ними) параметров и от взаимного положения измерительного преобразователя и объекта контроля. Основной информативный параметр β_0 является обобщенной характеристикой исследуемого объекта, вихретокового датчика и частоты электромагнитного поля [2]. Безразмерная величина β_0 определяется выражением

$$\beta_0 = D_{\text{экв}}\sqrt{\mu_0\omega\sigma},$$

где $\Delta_{\text{экв}} = D_1 + 1{,}5h$ (D_1 — средний диаметр возбуждающей обмотки; h — расстояние от эквивалентного витка возбуждающей обмотки до объекта контроля; ω — частота электромагнитного поля, Гц; μ_0 — магнитная постоянная; σ — электрическая проводимость, См, [3].

Разработка адекватной модели отклика вихретоковых трансформаторных преобразователей накладного типа, чувствительной сразу ко многим переменным и позволяющей восстанавливать годографы напряжения при малых значениях обобщенного параметра β_0, — актуальная задача.

С учетом разработанной модели [4] были построены годографы, иллюстрирующие влияние различных параметров среды и датчика на значения вносимых напряжений.

Вихретоковый преобразователь подключен к звуковой плате компьютера со специальным программным обеспечением (ПО), управляющим подачей напряжения на возбуждающую обмотку преобразователя, а также считывающим значения напряжения с измерительной обмотки в условных единицах, которые далее с учетом предварительной калибровки переводятся в значения электропроводности. Возбуждающая обмотка диаметром $D_1 = 0{,}12 \div 0{,}13$ мм сверхминиатюрного преобразователя состоит из 10 витков медной проволоки с поперечным сечением площадью 5 мкм^2. Измерительная обмотка диаметром $0{,}05 \div 0{,}08$ мм состоит из 130 витков медной проволоки с поперечным сечением площадью 20 мкм^2. Для минимизации влияния возбуждающей обмотки на получаемый сигнал в схему включена компенсационная обмотка из 20 витков медной проволоки с поперечным сечением площадью 5 мкм^2, подключенная к измерительной обмотке таким образом, что напряжение возбуждающей обмотки вычитается из результата. Обмотки наматываются на пирамидальный сердечник из феррита 2000 НМЗ с относительной магнитной проницаемостью $\mu_{max} = 500$ или (при необходимости более высокой локализации магнитного поля) из отожженного по специальной методике сплава 81НМА. Сердечник представляет собой четырехгранную пирамиду высотой 1 мм со стороной основания 0,2 мм. Измерительная обмотка расположена на острие пирамиды, что позволяет улучшить локализацию магнитного поля. Характеристики разработанных преобразователей позволяют эффективно локализовать магнитное поле для контроля дефектов от 250 мкм и обеспечивать значительную глубину его проникновения в исследуемый объект при работе на достаточно низких частотах.

Разработка ПО осуществлялась на языке *C*++ под операционные системы Windows. Используя микшерную подсистему Windows, ПО управляет подачей напряжения на возбуждающую обмотку преобразователя, задавая значение амплитуды и частоты синусоидального цифрового сигнала виртуального генератора.

Порядок работы измерительной системы

Цифровой сигнал от виртуального генератора поступает на вход цифроаналогового преобразователя (ЦАП) звуковой карты. После ЦАП уже аналоговый сигнал через усилитель мощности подается на возбуждающую обмотку ВТП. При этом синусоидальный сигнал создает электромагнитное поле, которое, взаимодействуя с исследуемым объектом, наводит ЭДС в измерительной обмотке ВТП. Через предусилитель это напряжение поступает на микрофонный вход звуковой карты и затем на вход аналого-цифрового преобразователя (АЦП) звуковой карты, где аналоговый сигнал преобразуется в цифровой и передается в блок обработки и управления ПО. Этот блок фиксирует значения цифрового сигнала в условных единицах, соответствующих значениям напряжения $U_и$ на измерительной обмотке [5—7].

Звуковая плата компьютера дает возможность во время сканирования варьировать частоту электромагнитного поля, создаваемого возбуждающей обмоткой преобразователя, в диапазоне 100÷2000 Гц.

Результаты экспериментов и их анализ

Эксперименты проводили на пластинах № 1 и № 2 из дюралюминия Д16Т.

Пластина № 1 толщиной 5,5 мм имела три дефекта в виде прорезей шириной 1 мм, не доходивших до противоположной поверхности на 1; 3 и 4 мм (рис. 1, *а*). Пластина № 2 толщиной 5,5 мм имела шесть дефектов в виде прорезей шириной 0,25 мм, не доходивших до противоположной поверхности на 1, 2, 3, 4, 5 и 5,3 мм (рис. 1, *б*).

При проведении экспериментов с пластиной № 1 напряжение, подаваемое на возбуждающую обмотку ВТП, составляло $U_в$ = 2 В.

С целью определения чувствительности датчика к дефектам в глубине металла осуществляли сканирование со стороны бездефектной поверхности пластины. Полученные данные представлены на рис. 2, *а*.

Результаты дефектоскопии пластины № 1 при частоте ω = 500 Гц позволили обнаружить все три прорези по уменьшению амплитуды выходного сигнала $U_и$. Уменьшение амплитуды сигнала $U_и$ на первом дефекте составило 0,75 В, на втором — 0,2 В, на третьем — 0,1 В.

Эксперименты подтвердили эффективность разработанной измерительной системы для поиска дефектов шириной от 1 мм, оканчивающихся на глубине до 4 мм от бездефектной поверхности.

Для установления предела локализации магнитного поля сконструированным ВТП измерительную систему тестировали на пластине № 2 с дефектами шириной 0,25 мм, оканчивающимися на глубине до 5,3 мм от бездефектной поверхности.

Результаты дефектоскопии при аналогичном напряжении на возбуждающей обмотке позволили обнаружить первый дефект на глубине 1 мм от бездефектной поверхности, при соответствующем уменьшении амплитуды выходного сигнала $U_и$ приблизительно на 0,1 В (рис. 2, *б*).

Увеличение амплитуды сигнала на возбуждающей обмотке приводило к превышению допустимого значения выходного сигнала измерительной системы и существенному искажению полученных результатов. Для повышения локализации магнитного поля измерительную систему существенно модернизировали. Чтобы повысить мощность поля путем увеличения напряжения $U_в$ на возбуждающей обмотке с 2 до 3,5 В, в программно-аппаратный комплекс ввели второй ВТП. Первый стационарный ВТП использовали для получения отклика от бездефектной части образца, второй ВТП применяли непосредственно для сканирования. В процессе сканирования получаемый со второго ВТП сигнал вычитался из сигнала с первого ВТП, т. е.

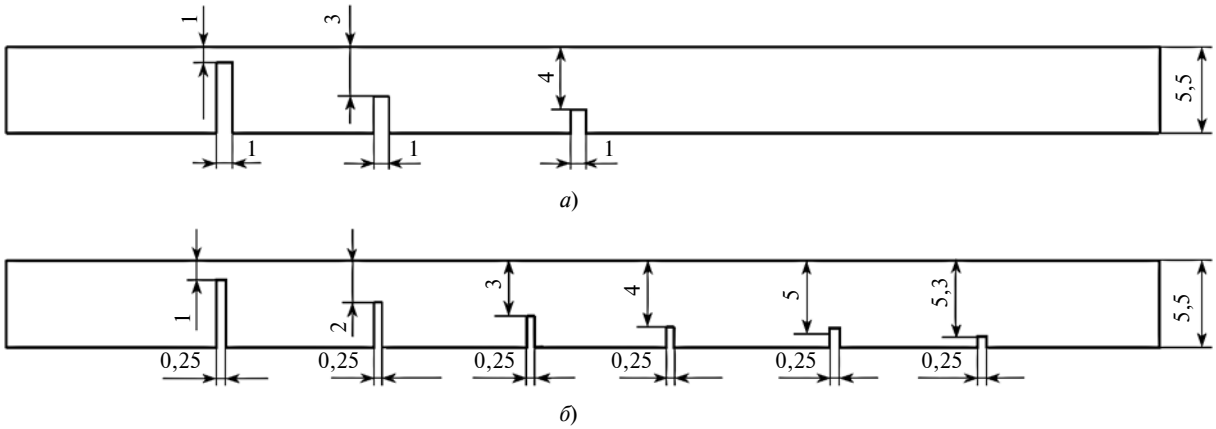


Рис. 1. Пластины № 1 (*а*) и № 2 (*б*) (виды сбоку)

выходным сигналом измерительной системы была разность откликов двух преобразователей.

Результаты дефектоскопии при частоте $\omega = 500$ Гц позволили обнаружить пять дефектов на глубине от бездефектной поверхности соответственно 1, 2, 3, 4 и 5 мм (см. рис. 2, *в*). Уменьшение амплитуды выходного сигнала $U_и$ на первом дефекте составило 2,5 В, на втором — 1 В, на третьем — 0,4 В, на четвертом — 0,2 В, на пятом — 0,1 В. Изменения отклика сигнала при прохождении над шестым дефектом не зафиксировано.

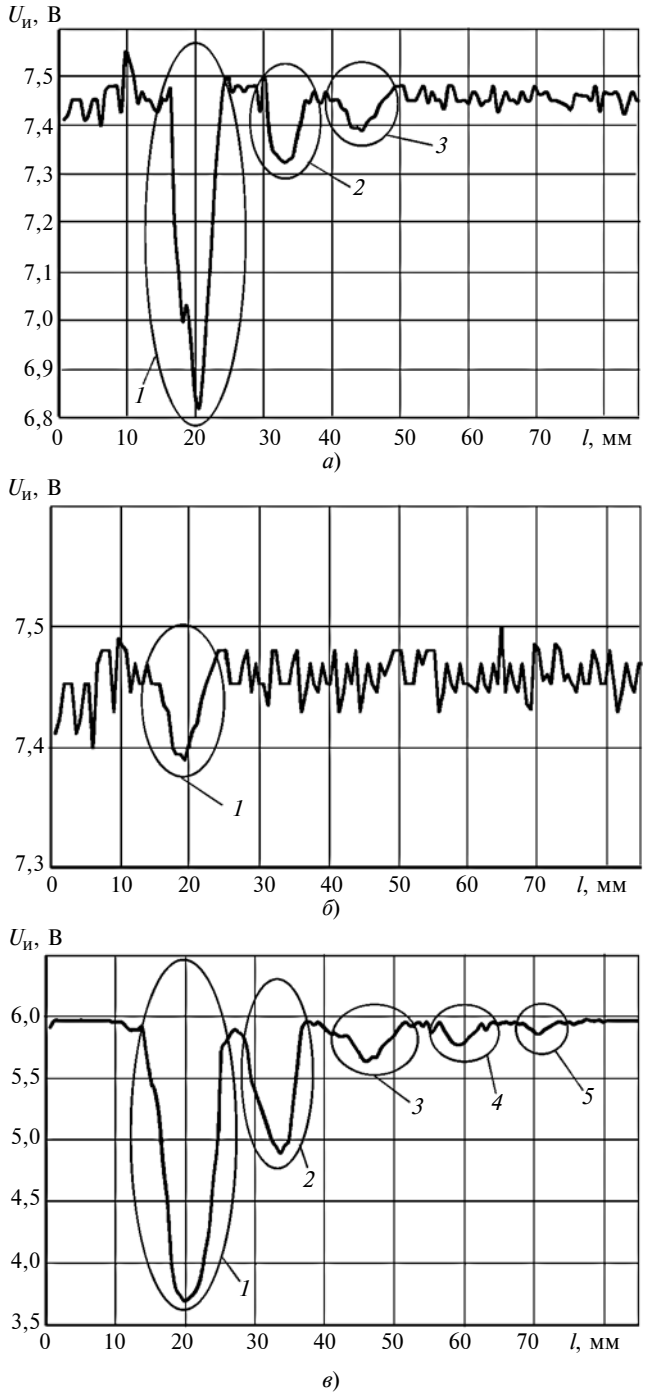


Рис. 2. Результаты сканирования пластин № 1 (*а*) и № 2 (*б*) с использованием измерительной системы с одним ВТП и пластины № 2 с использованием системы с двумя ВТП (*в*):

$U_и$ — напряжение на измерительной обмотке; l — расстояние от края пластины до датчика

Таким образом, результаты эксперимента показали большие возможности метода вихревых токов при исследовании дефектов, скрытых в толще металла. Если ранее вихретоковый метод контроля можно было использовать для контроля только поверхностных дефектов (трещин, прорезей, нарушения сплошности поверхностного слоя металла), то применение сверхминиатюрных вихретоковых преобразователей и специального программного обеспечения позволило локализовать магнитное поле на малом участке объекта контроля и добиться значительной глубины проникновения поля в глубину исследуемого объекта при подборе соответствующей частоты поля, создаваемого возбуждающей обмоткой.

Описанный в статье прибор применялся, в частности, в ОАО "Алтайский приборостроительный завод "Ротор".

Разработка была удостоена награды за практическую значимость изобретений на конференции "Современные проблемы физики" в Национальном исследовательском ядерном университете "МИФИ".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дмитриев С. Ф., Ишков А. В., Маликов В. Н.** Сверхминиатюрные вихретоковые преобразователи для задач неразрушающего контроля неферромагнитных материалов // Известия высших учебных заведений. Физика. 2012. № 9/2. С. 292—294.

2. **Клюев В. В.** Неразрушающий контроль. М.: Машиностроение, 2003. Т. 2. Кн. 1, 2.

3. **Дмитриев С. Ф., Ишков А. В., Лященко Д. Н.** Сверхминиатюрные вихретоковые преобразователи для виртуализированных приборов неразрушающего контроля // Контроль. Диагностика. Спец. вып. 2011. С. 102—107.

4. **Виртуализированный** измеритель-трансформер / С. Ф. Дмитриев, А. В. Ишков, В. Н. Маликов, А. М. Сагалаков // Датчики и системы. 2013. № 3. С. 92—96.

5. **Subminiature** eddy current transducers for studying metal-dielectric junctions / S. F. Dmitriev, A. V. Ishkov, V. N. Malikov, A. M. Sagalakov // Instruments and Experimental Techniques. November 2014. V. 57. Issue 6. P. 751—754.

6. **Non-destructive** testing of the metal-insulator-metal using miniature eddy current transducers / S. F. Dmitriev, A. V. Ishkov, V. N. Malikov at all. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2014. V. 71.

7. **Non-destructive** testing of aluminium alloys by using miniature eddy-current flaw transducers / V. V. Polyakov, S. F. Dmitriev, A. V. Ishkov at all. // Advanced Materials Research. 2014. V. 880. P. 105—108.

УДК 534.1.001.573

А. В. КОШЕЛЕВ (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), e-mail: koshelevav88@mail.ru

Эффективность вибрационной измельчительной машины с параметрическим возбуждением[1]

Исследована эффективность вибрационной измельчительной машины с параметрическим резонансным приводом, рабочий орган которой совершает круговые колебания. На основании расчета мощностей, потребляемых и рассеиваемых колебательными подсистемами машины, показан изоморфизм теории Мэнли—Роу и определен КПД машины.

Ключевые слова: измельчительная машина, параметрический привод, роторно-маятниковый возбудитель, эффективность, резонанс, изоморфизм.

The effectiveness of a vibrating mincing machine with a parametric resonance drive, the working member of which performs circular vibrations, is studied. On the base of power analysis, which are consumed and diffused by vibrating sub-systems of a machine, the isomorphism of Manley—Rowe theory is shown and the machine coefficient of efficiency is determined.

Keywords: mincing machine, parametric drive, rotor-pendulum exciter, effectiveness, resonance, isomorphism.

Для эффективности многих технологических процессов требуется особо тонкое измельчение разных материалов, повышающее скорость межфазовых процессов, что улучшает структуру конечного продукта и его эксплуатационные качества. Поэтому во многих отраслях промышленности применяют дробильно-измельчительное оборудование. Тонкое измельчение материалов повышает энергопотребление, поэтому снижение энергозатрат при измельчении — актуальная задача.

Эффективность использования помольного оборудования и повышения его производительности зависят от конструкции, типа привода, принципа действия измельчителя и ограничено рациональными режимами его эксплуатации [1].

Работа большинства вибрационных измельчительных машин основывается на использовании вынужденных колебаний с зарезонансной настройкой, возбуждаемых центробежным (дисбалансным) приводом, что обусловливает нерациональный расход энергии, увеличение непроизводственных затрат, снижение надежности и ресурса оборудования [2].

Эффективность вибрационных измельчительных машин можно повысить использованием параметрического резонансного привода [3] с роторно-маятниковым возбудителем, который реализует режимы многократного комбинационного параметрического резонанса. Принцип работы такого возбудителя близок к центробежному, однако благодаря особенностям конструкции энергия его вращения более эффективно преобразуется в энергию механических колебаний.

В настоящей статье рассматривается энергетическая эффективность машины, рабочий орган которой имеет две степени свободы (движение в перпендикулярных направлениях x и y). В статье [4] рассматривалась машина с одной степенью свободы (движение по оси x). Усложнение динамичности модели вибрационной измельчительной машины (рис. 1, *а*) увеличением числа степеней свободы позволяет выявить дополнительные возможности повышения ее эффективности.

Корпус *2* вибрационной измельчительной машины опирается на неподвижное основание *6* посредством изотропной упругой системы *5*. Колебательная система машины приходит в действие вследствие вращения роторно-маятникового возбудителя *1*, который состоит из отдельных уравновешенных дисков *7* (рис. 1, *б*) [5]. В каждом диске имеется пара беговых дорожек *8*, которые расположены симметрично относительно двух взаимно перпендикулярных его диаметров (центры дорожек смещены от оси вращения ротора в диаметрально противоположных направлениях на одинаковые расстояния $AB = l$). В беговых дорожках установлены одинаковые уравновешенные тела качения (маятники) *9* массой m. Диски соединены в единую конструкцию так, что беговые дорожки одной пары смещены относительно другой на угол $\gamma_0 = \pi/s$ ($s = 2$ — число дисков). Роторно-маятниковый возбудитель содержит $N = 2s$ маятников, расположенных попарно в параллельных плоскостях. Равномерное вращение роторно-маятникового возбудителя с угловой скоростью ω приводит к возникновению многократного комбинационного параметрического резонанса [6]: $\omega = \omega_1 + \omega_2$, где $\omega_1 = \nu\omega \approx \lambda_1$ — частота генерации маятников, близкая к их собственной частоте качаний.

Колебания маятников создают неуравновешенность (невидимый дисбаланс) при вращении с угловой частотой ω_2, которая близка к собственной частоте колебаний корпуса $\lambda_2 = \sqrt{c/M_0}$, где c — жесткость изотропной упругой системы; M_0 — масса рабочего органа измельчительной машины.

Неуравновешенность возникает вследствие самосинхронизации осцилляторов качения (эффект Гюйгенса). Поскольку $\omega_2 \approx \lambda_2$, то центробежная сила инерции дисбаланса возбуждает резонансные

[1] Работа выполнена при поддержке Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере (№ 3106ГУ1/2014).

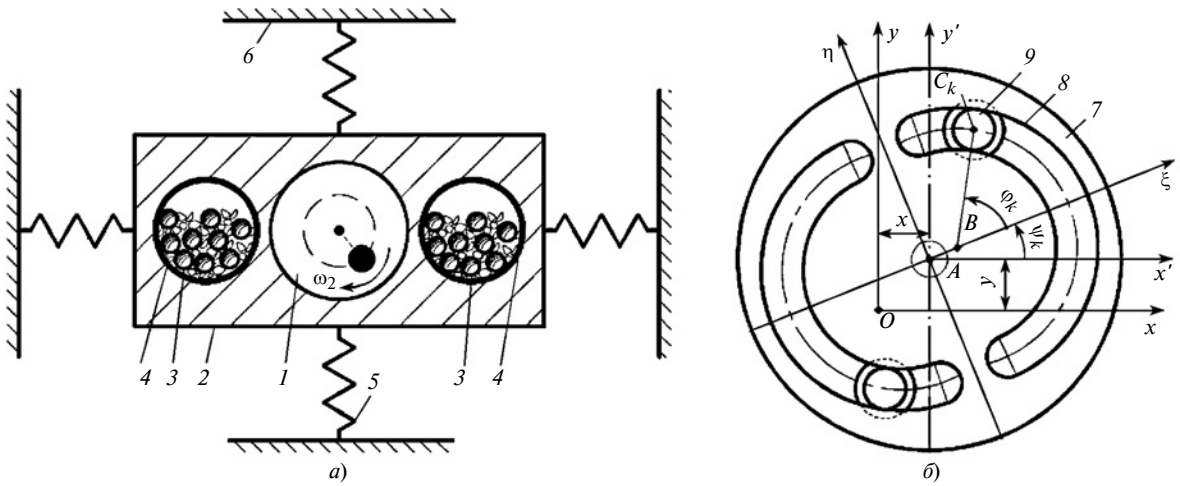


Рис. 1. Динамическая модель вибрационной измельчительной машины (*а*) и диск роторно-маятникового возбудителя (*б*)

колебания корпуса машины по круговой траектории, а колебания корпуса в свою очередь возбуждают пульсирующие движения размольных тел (шаров) *3* по внутренней поверхности помольной камеры *4*.

Математическая модель машины описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений [6]:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_k + 2(\tilde{n}_0 + \tilde{h}_0\varphi_k^2)\dot{\varphi}_k + \nu^2\tilde{\omega}^2\sin\varphi_k = \\ \quad = \nu^2[\ddot{\tilde{x}}\sin(\tilde{\psi}_k + \varphi_k) - \ddot{y}\cos(\tilde{\psi}_k + \varphi_k)]; \\ \ddot{\tilde{x}} + 2(\tilde{n} + \tilde{h}\tilde{x}^2)\dot{\tilde{x}} + (1 + \beta_2\tilde{x}^2)\tilde{x} = \\ \quad = \mu_0\sum\limits_{k=1}^{N}[\ddot{\varphi}_k\sin(\tilde{\psi}_k + \varphi_k) + (\tilde{\omega} + \dot{\varphi}_k)^2\cos(\tilde{\psi}_k + \varphi_k)]; \\ \ddot{\tilde{y}} + 2(\tilde{n} + \tilde{h}\tilde{y}^2)\dot{\tilde{y}} + (1 + \beta_2\tilde{y}^2)\tilde{y} = \\ \quad = \mu_0\sum\limits_{k=1}^{N}[-\ddot{\varphi}_k\cos(\tilde{\psi}_k + \varphi_k) + (\tilde{\omega} + \dot{\varphi}_k)^2\sin(\tilde{\psi}_k + \varphi_k)]. \end{cases} \quad (1)$$

Здесь $k = 1, 2, ..., N$, $N = 4$; $\tau = \lambda_2 t$ — безразмерное время; $\varphi_k = A_k\cos(\omega_1\tau + \theta_k)$ — угол, определяющий положение маятника; $\tilde{n}_0 = n_0/\lambda_2$, $\tilde{n} = n/\lambda_2$ — безразмерные коэффициенты линейного демпфирования; $n_0 = \alpha/2J_B$; $n = b/(2M)$; α, b — коэффициенты линейного демпфирования маятников и упругой изотропной подвески соответственно; $\tilde{h}_0 = h_0/\lambda_2$, $\tilde{h} = h/\lambda_2$ — безразмерные коэффициенты нелинейного демпфирования; $h_0 = \alpha_1/(2J_B)$, $h = b_1/(2M)$; α_1, b_1 — коэффициенты нелинейного демпфирования маятников и изотропной упругой подвески соответственно; J_B — приведенный момент инерции маятника относительно оси обкатки (относительно точки B); $\nu^2 = m\rho_c l/J_B$ — безразмерный параметр, определяющий собственную частоту качаний маятников во вращающейся системе координат $A\xi\eta\zeta$, $\rho_c = BC_k$; $\tilde{\omega} = \omega/\lambda_2$ — относительная частота параметрического возбуждения; $\tilde{x} = x/l$, $\tilde{y} = y/l$ — безразмерные координаты; $\tilde{\psi}_k = \tilde{\omega}\tau + 2\pi k/N$ — положение беговых дорожек; $\beta_2 = \gamma l^2$ — коэффициент нелинейности упругих восстанавливающих сил; $\gamma = c_1/c$; $c_1 = c_{1x} = c_{1y}$ — коэффициент нелинейности упругой восстанавливающей силы; $c_x = c_y = c$ — суммарная жесткость упругих элементов в направлении осей x, y соответственно; $\mu_0 = m\rho_c/Ml = 2\varepsilon/N\nu^2$; $\varepsilon = \nu^2 Nm\rho_c/(2Ml)$ — коэффициент, пропорциональный отношению общей массы маятников к массе всей системы; $M = M_0 + m_0 + Nm$ — масса колебательной системы; m_0 — масса роторно-маятникового возбудителя в сборе. Дифференцирование проводится по времени m. Качания маятников на углы φ_k ($k = 1, 2, 3, 4$), а также перемещения рабочего органа по осям x и y реализуют степени свободы рассматриваемой механической системы.

Применяя метод усреднения [6], приведем систему уравнений первого приближения к виду:

$$\begin{cases} \frac{1}{2}\nu^2\omega_2^2 A\left(1 - \frac{1}{8}A_0^2\right)\cos\theta = \tilde{n}_0 u_0\omega_1 A_0; \\ \frac{1}{2}\nu^2\omega_2^2 A\left(1 - \frac{3}{8}A_0^2\right)\sin\theta = -\Delta_{1\beta}\omega_1 A_0; \\ \frac{1}{2}\mu_0 N\omega_2^2 A_0\left(1 - \frac{1}{8}A_0^2\right)\cos\theta = 2\tilde{n}u\omega_2 A; \\ \frac{1}{2}\mu_0 N\omega_2^2 A\left(1 - \frac{1}{8}A_0^2\right)\sin\theta = -2\Delta_{2\beta}\omega_2 A, \end{cases} \quad (2)$$

где $\Delta_{1\beta} = \omega_1 - \nu\tilde{\omega} + \frac{3}{8}\beta_1\omega_1 A_k^2$;

$\Delta_{2\beta} = \omega_2 - 1 - \frac{3}{8}\beta_2\omega_2 A^2$, $u_0 = 1 + \frac{1}{4}h_0^* A_0^2$;

$u = 1 + \frac{1}{4}h^* A^2$; $h_0^* = \tilde{h}_0/\tilde{n}_0$, $h^* = \tilde{h}/\tilde{n}$.

Величины $\nu\tilde{\omega} - \frac{3}{8}\beta_1\omega_1 A_k^2$, $1 + \frac{3}{8}\beta_2\omega_2 A^2$ можно рассматривать как парциальные частоты, смещенные за счет нелинейности системы.

Обратимся к первым N уравнениям системы (1). Правые части этих уравнений представляют собой относительные вибрационные моменты

$$M_{Bk} = \nu^2\ddot{\tilde{x}}\sin(\tilde{\psi}_k + \varphi_k) - \nu^2\ddot{\tilde{y}}\cos(\tilde{\psi}_k + \varphi_k),$$
$$k = 1, 2, ..., N.$$

В размерных величинах вибрационные моменты определяются как

$$M_{Bk} = m\ddot{x}\rho_c\sin(\psi_k + \varphi_k) - m\ddot{y}\rho_c\cos(\psi_k + \varphi_k),$$
$$k = 1, 2, ..., N.$$

Это моменты переносных сил инерции $(-m\ddot{x}, -m\ddot{y})$ относительно осей подвеса маятников (см. рис. 1, *б*, точка *B*), возникающие из-за колебаний оси вращения ротора.

Чтобы объяснить механизм преобразования энергии вращения роторно-маятникового возбудителя в энергию колебаний, определим мгновенную относительную мощность k-го вибрационного момента [4]:

$$\tilde{P}_k(\tau) = M_{Bk}(\tilde{\omega} + \dot{\varphi}_k), \quad k = 1, 2, ..., N.$$

Заметим, что в подвижной системе координат $x'y'z'$ (см. рис. 1, *б*) маятники возбудителя совершают плоское движение с угловой скоростью $\omega_A = \tilde{\omega} + \dot{\varphi}_k$.

Суммарная мгновенная мощность, развиваемая вибрационными моментами,

$$\tilde{P}(\tau) = \sum_{k=1}^{N} M_{Bk}\tilde{\omega} + \sum_{k=1}^{N} M_{Bk}\dot{\varphi}_k. \qquad (3)$$

В выражение (3) входят две мощности: $\tilde{P}_{\text{н}}(\tau) = \sum_{k=1}^{N} M_{Bk}\tilde{\omega}$ — мощность от источника накачки на частоте $\tilde{\omega}$; $\tilde{P}_1(\tau) = \sum_{k=1}^{N} M_{Bk}\dot{\varphi}_k$ — мощность, потребляемая маятниками возбудителя (управляющей подсистемой) на частоте ω_1.

Найдем мощность $\tilde{P}_{\text{н}}$. Источником энергии, затрачиваемой на колебания системы, являются приводной двигатель и роторно-маятниковый возбудитель. Мгновенную относительную мощность накачки запишем как:

$$\tilde{P}_{\text{н}}(\tau) = \nu^2\ddot{\tilde{x}}\,\tilde{\omega}\sum_{k=1}^{N}\sin(\tilde{\psi}_k + \varphi_k) -$$
$$- \nu^2\ddot{\tilde{y}}\,\tilde{\omega}\sum_{k=1}^{N}\cos(\tilde{\psi}_k + \varphi_k). \qquad (4)$$

Раскрывая синус и косинус суммы углов $\tilde{\psi}_k$ и φ_k, заменив тригонометрические суммы углов φ_k двумя членами их разложения в ряд, а также использовав выражения $\tilde{x} = A\cos(\omega_2\tau + \theta)$, $\tilde{y} = A\sin(\omega_2\tau + \theta)$, $\varphi_k = A_0\cos(\omega_1\tau + \theta_k)$, $k = 1, 2, ..., N$, после преобразований получим выражение (4) в виде:

$$\tilde{P}_{\text{н}}(\tau) = -\frac{1}{2}NA_0\tilde{\omega}\nu^2\omega_2^2 A\left(1 - \frac{1}{8}A_0^2\right)\cos\theta. \qquad (5)$$

При получении выражения (5) кроме преобразований, описанных выше, использовали соотношение $\omega = \omega_1 + \omega_2$ комбинационного параметрического резонанса, а также свойства сумм вида:

$$\left.\begin{aligned} &\sum_{k=1}^{N}\cos r\left(\omega^*\tau + \frac{2\pi k}{N}\right); \\ &\sum_{k=1}^{N}\sin r\left(\omega^*\tau + \frac{2\pi k}{N}\right), \end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

где $r = 1, 2, 3, ...$; $\omega^* = \text{const}$; $N = 4$.

Суммы (6) обладают следующим свойством: при любом r, не кратном числу N маятников, обе суммы равны нулю при любом τ; при r, кратном N, т. е. если $r = sN$ ($s = 1, 2, 3, ...$), имеем:

$$\left.\begin{aligned} &\sum_{k=1}^{N}\cos sN\left(\omega^*\tau + \frac{2\pi k}{N}\right) = N\cos sN\omega^*\tau; \\ &\sum_{k=1}^{N}\sin sN\left(\omega^*\tau + \frac{2\pi k}{N}\right) = N\sin sN\omega^*\tau. \end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

При вычислении сумм (6), (7) учтено влияние только резонансных частот.

Воспользовавшись первым уравнением системы (2), преобразуем выражение (5) к виду:

$$\tilde{P}_{\text{н}}(\tau) = -N\tilde{n}_0 u_0\omega_1\tilde{\omega}A_0^2,$$

где $\tau = 2\pi/\tilde{\omega}_2$.

В размерных величинах мощность накачки

$$P_{\text{н}} = -NJ_B n_0 u_0\omega_1\omega A_0^2. \qquad (8)$$

Согласно выражению (8) мощность накачки — отрицательная величина. Это соответствует действительности: получаемая энергия забирается управляющей подсистемой и рабочим органом машины.

Теперь найдем мгновенную относительную мощность $\tilde{P}_1(\tau)$, потребляемую управляющей подсистемой на частоте ω_1:

$$\tilde{P}_1(\tau) = \nu^2\ddot{\tilde{x}}\sum_{k=1}^{N}\dot{\varphi}_k\sin(\tilde{\psi}_k + \varphi_k) -$$
$$- \nu^2\ddot{\tilde{y}}\sum_{k=1}^{N}\dot{\varphi}_k\cos(\tilde{\psi}_k + \varphi_k). \qquad (9)$$

Преобразуя выражение (9), как в предыдущем случае, и ограничиваясь величинами четвертого порядка относительно обобщенных координат и их производных, получим:

$$\tilde{P}_1(\tau) = N\tilde{n}_0 u_0 \omega_1^2 A_0^2.$$

В размерных величинах мощность, поглощаемая маятниками управляющей подсистемы на частоте ω_1, принимает вид:

$$P_1 = NJ_B n_0 u_0 \omega_1^2 A_0^2. \qquad (10)$$

Сопоставив выражения (8) и (10), получим соотношение:

$$\frac{P_1}{\omega_1} + \frac{P_н}{\omega} = 0. \qquad (11)$$

При этом мощность P_1, рассеиваемая управляющей подсистемой, считается положительной, мощность $P_н$, поступающая от источника накачки, — отрицательной. Из выражения (11) следует, что $P_1 = (-P_н\omega_1)/\omega$. Так как $\omega_1 \approx \nu\omega$, то при $\nu = 0{,}25$ получим $P_1 \approx -0{,}25P_н$. Это приближенное равенство означает, что маятники забирают не всю мощность, а только малую часть, необходимую для совершения качаний на собственных частотах.

Для определения относительной мгновенной мощности $\tilde{P}_2(\tau)$, рассеиваемой рабочим органом машины на частоте ω_2, воспользуемся последними двумя уравнениями системы (1). Раскрыв синус и косинус суммы углов $\tilde{\psi}_k$ и φ_k, заменив тригонометрические функции углов φ_k двумя членами разложения их в ряд ($\sin\varphi_k = \varphi_k - 1/6\varphi_k^3$, $\cos\varphi_k = 1 - 1/2\varphi_k^2$), получим:

$$\left.\begin{aligned}
&\ddot{\tilde{x}} + 2(\tilde{n} + \tilde{h}\tilde{x}^2)\dot{\tilde{x}} + (1 + \beta_2\tilde{x}^2)\tilde{x} = \\
&= \mu_0 \sum_{k=1}^{N} [(\ddot{\varphi}_k - \tilde{\omega}^2\varphi_k)\sin\tilde{\psi}_k + 2\tilde{\omega}\dot{\varphi}_k\cos\tilde{\psi}_k - \\
&- \frac{1}{2}\tilde{\omega}^2\varphi_k^2\cos\tilde{\psi}_k + \varphi_k\ddot{\varphi}_k\cos\tilde{\psi}_k - 2\tilde{\omega}\varphi_k\dot{\varphi}_k\sin\tilde{\psi}_k + \\
&+ \dot{\varphi}_k^2\cos\tilde{\psi}_k - \frac{1}{2}\varphi_k^2\ddot{\varphi}_k\sin\tilde{\psi}_k + \frac{1}{6}\tilde{\omega}^2\varphi_k^3\sin\tilde{\psi}_k - \\
&- \tilde{\omega}\dot{\varphi}_k\varphi_k^2\cos\tilde{\psi}_k - \varphi_k\dot{\varphi}_k^2\sin\tilde{\psi}_k]; \\
&\ddot{\tilde{y}} + 2(\tilde{n} + \tilde{h}\tilde{y}^2)\dot{\tilde{y}} + (1 + \beta_2\tilde{y}^2)\tilde{y} = \\
&= \mu_0 \sum_{k=1}^{N} [(-\ddot{\varphi}_k + \tilde{\omega}^2\varphi_k)\cos\tilde{\psi}_k + 2\tilde{\omega}\dot{\varphi}_k\sin\tilde{\psi}_k - \\
&- \frac{1}{2}\tilde{\omega}^2\varphi_k^2\sin\tilde{\psi}_k + \varphi_k\ddot{\varphi}_k\sin\tilde{\psi}_k + 2\tilde{\omega}\varphi_k\dot{\varphi}_k\cos\tilde{\psi}_k + \\
&+ \dot{\varphi}_k^2\sin\tilde{\psi}_k + \frac{1}{2}\varphi_k^2\ddot{\varphi}_k\cos\tilde{\psi}_k - \frac{1}{6}\tilde{\omega}^2\varphi_k^3\cos\tilde{\psi}_k - \\
&- \tilde{\omega}\dot{\varphi}_k\varphi_k^2\sin\tilde{\psi}_k + \varphi_k\dot{\varphi}_k^2\cos\tilde{\psi}_k].
\end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

Подставив в правую часть уравнений (12) $\varphi_k = A_0\cos(\omega_1\tau + \theta_k)$, после преобразований получим:

$$\left.\begin{aligned}
&\ddot{\tilde{x}} + 2(\tilde{n} + \tilde{h}\tilde{x}^2)\dot{\tilde{x}} + (1 + \beta_2\tilde{x}^2)\tilde{x} = \\
&= -\frac{1}{2}\mu_0 N\omega_2^2 A_0\left(1 - \frac{1}{8}A_0^2\right)\sin\omega_2\tau; \\
&\ddot{\tilde{y}} + 2(\tilde{n} + \tilde{h}\tilde{y}^2)\dot{\tilde{y}} + (1 + \beta_2\tilde{y}^2)\tilde{y} = \\
&= \frac{1}{2}\mu_0 N\omega_2^2 A_0\left(1 - \frac{1}{8}A_0^2\right)\cos\omega_2\tau.
\end{aligned}\right\} \qquad (13)$$

Уравнения (13) представляют собой уравнения вынужденных колебаний, правые их части моделируют вынуждающую силу с резонансной настройкой ($\omega_2 \approx 1$).

Определение мощности накачки, а также мощности, рассеиваемой рабочим органом измельчительной машины, с учетом дополнительно введенной степени свободы по оси y дало результаты, значительно отличающиеся от опубликованных ранее [4]. Дополнительная степень свободы обеспечила поступательное движение рабочего органа по круговой траектории в плоскости вращения ротора в направлении осей x, y. В стационарном состоянии мгновенная мощность, передаваемая рабочему органу, равна сумме произведений мгновенных вынуждающих сил на мгновенную скорость рабочего органа в соответствующих направлениях:

$$\tilde{P}_2(\tau) = \left[-\frac{1}{2}\mu_0 N\omega_2^2 A_0\left(1 - \frac{1}{8}A_0^2\right)\sin\omega_2\tau\right]\dot{\tilde{x}} + \\ + \left[\frac{1}{2}\mu_0 N\omega_2^2 A_0\left(1 - \frac{1}{8}A_0^2\right)\cos\omega_2\tau\right]\dot{\tilde{y}}. \qquad (14)$$

Подставив в выражение (14) $\dot{\tilde{x}} = -A\omega_2\sin(\omega_2\tau + \theta)$ и $\dot{\tilde{y}} = A\omega_2\cos(\omega_2\tau + \theta)$, после несложных вычислений получим:

$$\tilde{P}_2(\tau) = \frac{1}{2}A\omega_2\mu_0 N\omega_2^2 A_0\left(1 - \frac{1}{8}A_0^2\right)\cos\theta. \qquad (15)$$

С учетом третьего уравнения системы (2) выражение (15) преобразуется к виду

$$\tilde{P}_2(\tau) = 2\tilde{n}u\omega_2^2 A^2.$$

В размерных величинах мощность, потребляемая рабочим органом на частоте ω_2, определяется выражением

$$P_2 = 2Mnu\omega_2^2 A^2. \qquad (16)$$

Из первого и третьего уравнений системы (2) найдем отношение амплитуд:

$$\frac{A^2}{A_0^2} = \frac{N\mu_0}{\nu^2}\frac{\tilde{n}_0 u_0}{2\tilde{n}u}\frac{\omega_1}{\omega_2}. \qquad (17)$$

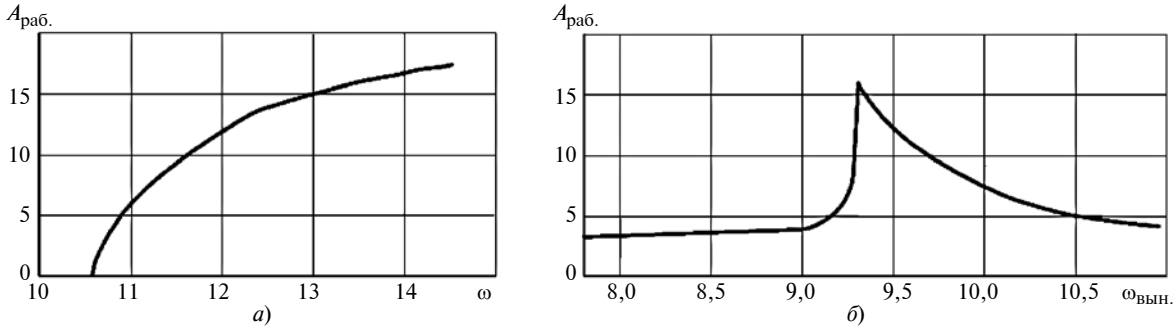


Рис. 2. АЧХ рабочего органа измельчительных машин с параметрическим роторно-маятниковым (*а*) и с центробежным (*б*) возбудителями

Используя соотношение (17), представим равенство (16) в виде:

$$P_2 = NJ_B n_0 u_0 \omega_1 \omega_2 A_0^2. \qquad (18)$$

Сопоставляя равенства (8) и (18), получаем:

$$\frac{P_2}{\omega_2} = -\frac{P_н}{\omega}. \qquad (19)$$

Сравнение равенств (11) и (19) приводит к соотношениям:

$$\left.\begin{aligned} \frac{P_1}{\omega_1} + \frac{P_н}{\omega} &= 0; \\ \frac{P_2}{\omega_2} + \frac{P_н}{\omega} &= 0, \end{aligned}\right\} \qquad (20)$$

где $\omega = \omega_1 + \omega_2$.

Как уже отмечалось, мощности, потребляемые осцилляторами роторно-маятникового возбудителя и рабочим органом, считаются положительными, а мощность, поступающая от источника накачки, — отрицательной.

Выражения (20) показывают, что подсистемы с частотами ω_1 и ω_2 потребляют мощность от источника накачки в равных пропорциях. Нельзя запасти мощность в одной подсистеме.

Соотношения (20) соответствуют теореме Мэнли—Роу [7], которая выражает закон сохранения энергии в колебательных системах с учетом источника накачки. Как видим, ее можно применять и для механических колебательных систем. Источником накачки роторно-маятникового возбудителя, рассматриваемого в настоящей статье, является периодическая вынуждающая сила. Поэтому, основываясь на идентичности и взаимооднозначности соответствия энергетических соотношений, можно утверждать, что доказан изоморфизм распределения мощностей в электрических и механических колебательных системах.

При измельчении в вибрационных машинах энергия привода расходуется на поддержание колебаний и через рабочий орган передается обрабатываемому материалу. Причем очень важно, чтобы минимальное количество энергии расходовалось приводом и большая часть — на измельчение, что определяет эффективность машины. Отношение этой энергии к энергии, рассеиваемой в колебательной системе и приводе, определяет КПД машины.

Используя полученные соотношения (20), на основании теоремы Мэнли—Роу определим КПД машины. Мощность, рассеиваемая в колебательной системе машины $P_{12} = P_1 + P_2$, причем P_2 — мощность, которая расходуется рабочим органом на технологический процесс (полезная мощность). Отсюда КПД машины:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1 + P_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1 + \omega_2} = \frac{\omega_2}{\omega}. \qquad (21)$$

Из уравнения комбинационного параметрического резонанса $\omega = \omega_1 + \omega_2 = \nu\omega + \omega_2$ следует, что $\omega_2 = \omega(1 - \nu)$, тогда при настройке $\nu = 0{,}25$, которую согласно пороговому условию возбуждения параметрического резонанса [6] можно считать оптимальной, $\omega_2 = 0{,}75\omega$. Подставив ω_2 в выражение (21), получим $\eta = 0{,}75$. Отметим, что максимальная эффективность машины с центробежным приводом в резонансном режиме вынужденных колебаний достигается при $\eta = 0{,}5$.

Эффективность вибрационной измельчительной машины с параметрическим приводом подтверждается амплитудно-частотными характеристиками (АЧХ), построенными в ходе эксперимента [3] для двух эквивалентных типов возбудителей (рис. 2).

Анализ результатов эксперимента показал, что резонансная зона вибрационной измельчительной машины с параметрическим роторно-маятниковым возбудителем (см. рис. 2, *а*) гораздо шире резонансной зоны той же машины с центробежным приводом (см. рис. 2, *б*). Увеличение угловой скорости ω роторно-маятникового возбудителя плавно увеличивает амплитуду колебаний рабочего органа по экспоненциальному закону, причем частота λ_2 колебаний рабочего органа на 25 % ниже ω. Это подтверждает стабильный резонансный режим ра-

УДК 629.023-192.001.18

А. А. ШЕРМУХАМЕДОВ, д-р техн. наук, Р. Т. САЛИМДЖАНОВ, А. А. ТОГАЕВ
(Ташкентский автомобильно-дорожный институт, Узбекистан), e-mail: sheraziz@mail.ru

Обоснование показателей безотказности и долговечности проектируемой рамы прицепа

Предложено обоснование безотказности и долговечности проектируемой рамы прицепа и его элементов на основании расчета коэффициентов сложности. Получены формула с поправочным коэффициентом для расчета ресурса рам из стального проката различных марок и формула для оценки ее долговечности. Показана адекватность последней формулы экспериментальным данным.

Ключевые слова: прицеп, рама, надежность, безотказность, долговечность, ресурс, цикл нагружения, предел текучести, кривая усталости.

The substantiation of failure-free and durability of the designed trailer frame and its elements on the base of analysis of complexity coefficients is suggested. The formula with correction coefficient for resource analysis of frames from rolled steel of different sorts and formula for its durability assessment are obtained. The adequacy of the latter formula is shown by experimental data.

Keywords: trailer, frame, reliability, failure-free, durability, resource, loading cycle, yield strength, fatigue curve.

Обеспечение безотказности и долговечности — комплексная задача, охватывающая широкий круг вопросов при проектировании, изготовлении и эксплуатации машины. Планировать и проводить конкретные мероприятия следует на основании нормативов безотказности и долговечности главных составных элементов (сборочных единиц) машины, обеспечивающих, в основном, надежность машины.

При отсутствии научно обоснованных нормативов и требований к безотказности и долговечности конкретных составных элементов машины нельзя обеспечить существенное повышение ее надежности даже при значительных материальных и трудовых затратах на повышение надежности отдельных элементов (деталей) конструкции. Поэтому невозможно определить научно обоснованный объем стендовых и других испытаний на надежность составных элементов машины и создать эффективную методику оценки их результатов.

В общем виде задачу определения требований к безотказности и долговечности элементов системы можно сформулировать так: показатель надежности системы, состоящей из n элементов, задан; необходимо определить норматив надежности каждого элемента. Эту задачу можно решить несколькими методами, описанными в работах [1—3].

Однако, как показал анализ этих методов, в силу принятых в них требований, допущений и ограни-

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

боты параметрического привода в отличие от центробежного.

Таким образом, параметрический резонансный привод более приспособлен для возбуждения и поддержания резонансных рабочих колебаний вибрационных измельчительных машин, что способствует существенному повышению КПД машины и снижению энергопотребления. Поэтому в вибрационных измельчительных машинах с роторно-маятниковым возбудителем можно использовать двигатели меньшей мощности по сравнению с машинами с центробежным возбудителем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Черный Л. М., Шуляк И. А., Чистяков А. В.** Анализ структуры энергозатрат в инерционной мельнице // Вибрационные и волновые транспортно-технологические машины: Сб. науч. тр. АН Украины. Киев: Наук. думка, 1991. С. 60—69.

2. **Кошелев А. В.** Анализ энергозатрат вибрационных мельниц и возможные пути по их снижению // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 5; URL: http://www.science-education.ru/119-15257.

3. **Кошелев А. В.** Экспериментальное исследование эффективности работы параметрического резонансного привода // Фундаментальные исследования. 2014. № 11. Ч. 5. С. 996—999.

4. **Антипов В. И., Денцов Н. Н., Кошелев А. В.** Энергетические соотношения в вибрационной машине на многократном комбинационном параметрическом резонансе // Вестник Нижегородского ГУ им. Н. И. Лобачевского. 2013. № 5. С. 188—194.

5. **Пат. 2072660 Рос. Федерации:** МКИ B 06 B 1/16. Вибровозбудитель.

6. **Антипов В. И., Денцов Н. Н., Кошелев А. В.** Динамика параметрически возбуждаемой вибрационной машины с изотропной упругой системой // Фундаментальные исследования. 2014. № 8. Ч. 5. С. 1037—1042.

7. **Люиселл У.** Связанные и параметрические колебания в электронике. М.: Изд-во иностр. лит., 1963. 351 с.

чений применять их в полной мере при расчете показателей безотказности и долговечности проектируемого прицепа нецелесообразно и даже не всегда возможно.

Согласно работам [1—3] в зависимости от имеющейся априорной информации нормативные значения искомых показателей составных элементов изделия можно определить разными способами, основные методы и принципы которых могут быть применены при расчетах нормативов безотказности и долговечности некоторых элементов проектируемого прицепа; в их числе методы:

равномерного распределения;

распределения с учетом значимости элементов;

распределения требований к безотказности элементов системы пропорционально затратам на их ремонт;

чувствительности;

множителей Лагранжа;

распределения требований по безотказности с учетом значимости элемента;

распределения требований по безотказности с учетом относительной уязвимости элементов;

определения нормативных значений показателей безотказности составных частей изделия с учетом использования априорной информации об изменении их выходных параметров;

распределения требований по безотказности с учетом коэффициента весомости;

определения требований по безотказности комплектующих изделий, исходя из достигнутого уровня их надежности и трудоемкости устранения отказов;

распределения требований по безотказности с использованием принципа равенства возможных потерь в эксплуатации по каждому составному элементу с учетом сложности и продолжительности его работы;

распределения требований к средним наработкам на отказ составных элементов изделия при отсутствии априорной информации;

определения требований к безотказности составных элементов с учетом данных эксплуатационных испытаний машин или их аналогов;

применения теории полезности при распределении требований к безотказности составных элементов системы на основании их сложности.

Расчетные значения нормативных показателей для прицепов и их элементов являются основным ориентиром при проектировании технологического процесса изготовления, включая расчет и выбор оборудования для испытаний.

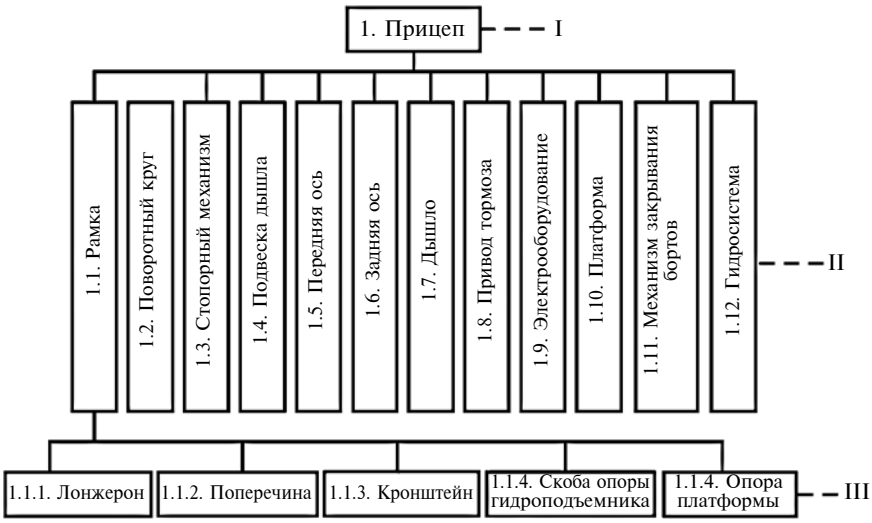


Рис. 1. Структурно-функциональная схема прицепа:
I—III — уровни иерархии

Вероятность $P_с$ безотказной работы (ВБР) любой сложной технической системы из n элементов оценивают по формуле

$$P_с = \prod_{i=1}^{n} P_{эi}, \qquad (1)$$

где $P_{э1}$, $P_{э2}$, $P_{э3}$, ..., $P_{эn}$ — ВБР каждого элемента системы.

Оценка надежности по формуле (1) такой сложной технической системы, как прицеп, — трудная математическая задача.

Согласно формуле (1) надежность системы всегда ниже надежности самого ненадежного ее элемента.

При проектировании прицепа конструкторы располагают информацией для создания его структурно-функциональной схемы (СФС), по которой можно установить сложность конструкции. Поэтому предлагаем в расчетах по нормированию надежности элементов конструкции прицепа использовать его структурно-иерархическую схему (рис. 1). Норматив надежности элемента вышестоящего уровня иерархии является нормативом надежности для элементов нижестоящего уровня. В общем случае при заданном показателе надежности для системы из n элементов учет такого признака, как сложность составных элементов, обеспечивает объективное распределение требований к надежности, так как чем сложнее элемент, тем труднее обеспечить его ВБР. Рассчитывают ВБР элемента по формуле

$$P_{эi} = P_с^{K_i}, \qquad (2)$$

где K_i — коэффициент сложности i-го элемента; $P_с$ — требуемая ВБР проектируемого прицепа [3].

Коэффициент сложности определяется выражением:

$$K_i = \frac{2(n-i+1)}{n(n+1)} \qquad (3)$$

при условиях: $0 < K_i < 1$; $\sum_{i=1}^{n} K_i = 1$, где n — число элементов; i — номер элемента в ранжированном ряду.

Очевидно, что элементу большей сложности должен соответствовать меньший уровень надежности [согласно формуле (1)].

Данный метод расчета $P_{эi}$ наиболее приемлем на этапе проектирования прицепов, т. е. при отсутствии эксплуатационных данных об их отказах.

Последовательность расчета $P_{эi}$ составных элементов прицепа, от которого можно перейти к определению средних наработок $t_{эi}$ на отказ:

назначение ВБР $P_с$ для прицепа в целом (во многих случаях $P_с$ прицепа равна $P_с$ трактора, буксирующего прицеп);

составление структурно-функциональной схемы прицепа;

ранжирование основных составных элементов по соответствующим уровням иерархии СФС прицепа;

определение по формуле (3) коэффициентов K_i;

определение по формуле (2) значений $P_{эi}$ для каждого уровня СФС прицепа;

определение средних наработок $t_{эi}$ на отказ основных составных элементов прицепа;

оценка результирующей $\prod_{i=1}^{n} P_{эi}$ от $P_с$ по критерию согласия Колмогорова:

$$\lambda = \max\left|\prod_{i=1}^{n} P_{эi} - P_с\right|.$$

Рассмотрим порядок расчета $P_{эi}$ для элементов уровня II иерархии СФС проектируемого прицепа:

1) ВБР прицепа назначаем на основании данных для его аналогов: $P_с = 0{,}7$;

2) СФС прицепа для элементов уровня II иерархии представляем, как показано на рис. 1;

3) ранжируем основные составные элементы уровня II иерархии СФС прицепа по их сложности (табл. 1, графы 3, 4);

4) определяем коэффициенты K_i сложности элементов (табл. 1, графа 5);

5) определяем ВБР ($P_{эi}$) элементов уровня II иерархии (табл. 1, графа 6).

Средние наработки $t_{эi}$ на отказ элементов рассчитываем как распределение случайной величины.

Последовательность расчета средних наработок $t_{эi}$ на отказ элементов прицепа:

1. Принимаем законы распределения наработок до отказа или между отказами для прицепа и его элементов.

При исследовании характеристик надежности транспортных средств и их агрегатов наиболее часто используют распределение Вейбулла. Этому распределению подчиняются наработки на отказ многих деталей, у которых отказ наступает по причине усталостного разрушения.

Непрерывная случайная величина t имеет распределения по Вейбуллу, если ее ВБР вычисляется по формуле:

$$P(t) = e^{-\left(\frac{t-c}{a}\right)^b}, \qquad (4)$$

где a — параметр масштаба; b — параметр формы; c — параметр сдвига.

Таблица 1

Результаты расчета ВБР основных элементов уровня II иерархии СФС прицепа

Обозначение	Наименование	Число деталей, лимитирующих надежность	Номер элемента в ранжированном ряду	K_i	$P_{эi}$ при $P_с = 0{,}7$	$t_{срi}$ при $t = 8500$ км
1	2	3	4	5	6	7
1.1	Рама	18	6	0,090	0,968	18 120,0
1.2	Поворотный круг	1	12	0,013	0,995	28 951,1
1.3	Стопорный механизм	2	11	0,026	0,991	25 003,2
1.4	Подвеска дышла	9	8	0,046	0,977	19 695,6
1.5	Передняя ось	38	2	0,141	0,951	16 281,2
1.6	Задняя ось	35	3	0,128	0,955	16 632,8
1.7	Дышло	9	9	0,051	0,982	20 983,7
1.8	Привод тормоза	21	5	0,103	0,964	17 582,2
1.9	Электрооборудование	13	7	0,077	0,973	18 968,1
1.10	Платформа	45	1	0,154	0,947	15 944,1
1.11	Механизм закрывания бортов	8	10	0,038	0,987	22 784,0
1.12	Гидросистема	24	4	0,115	0,960	17 151,5

2. Рассчитываем ВБР ($P_{эi}$) основных элементов прицепа каждого уровня иерархии СФС.

Текущее значение наработки t, соответствующее, например, $P_с = 0,7$ (для прицепа в целом), можно определить по формуле (4).

Расчетные ВБР элементов уровня II иерархии СФС прицепа соответствуют $t = 8500$ км.

Принимая, что наработки до первого отказа или между отказами элементов уровня II иерархии СФС прицепа также подчиняются распределению Вейбулла, рассчитываем их $t_{ср.i}$.

Например, требуется определить $t_{ср.i}$ элемента 1.1 (рама) в ранжированном ряду (см. табл. 1), по формуле (4). При принятом коэффициенте вариации $V = 0,281$, параметре $b = 4,0$ и коэффициенте Вейбулла $K_b = 0,906$ принимаем, что параметр сдвига $c = 0$. Тогда при $t = 8500$ км и $P_{эi} = 0,968$ (см. табл. 1, графа 6) имеем:

$$a = 20\ 000 \text{ км}; \quad t_{ср.1.1} = aK_b = 18\ 120 \text{ км}.$$

Аналогично определяем $t_{ср.i}$ для других элементов прицепа уровня II иерархии СФС согласно их месту в ранжированном ряду.

Результаты расчетов $P_{эi}$ и $t_{ср.i}$ представлены в табл. 1 (графы 6, 7).

Расчет средних наработок на отказ элементов уровня III иерархии СФС выполняется аналогично. Результаты расчета показателей безотказности элементов рамы (см. рис. 1, элементы уровня III иерархии СФС прицепа) представлены в табл. 2.

Расчетные значения должны обеспечиваться при производстве этих элементов и подтверждаться испытаниями на стендах.

Таким образом, по предложенной методике расчета показателей надежности элементов прицепа можно на этапе проектирования при требуемой средней наработке на отказ для прицепа в целом рассчитать средние наработки на отказ элементов нижних уровней СФС, которые должны являться основным ориентиром при их производстве.

Рассчитанные нормативы средних наработок на отказ элементов прицепа должны быть подтверждены результатами ускоренных стендовых или полигонных испытаний.

Рассмотрим методику совершенствования испытаний применительно к производству рам прицепов.

В работе [4] приведены данные, согласно которым увеличением частоты воздействия динамических нагрузок на рамную конструкцию усталостные испытания ускоряются в 18 раз и более.

Съемные препятствия, имитирующие реальные условия эксплуатации прицепов, позволяют проводить усталостные испытания для разных дорожных условий. Для испытаний тракторных прицепов на сопротивление усталости используют препятствия высотой 50, 70, 118 и 120 мм.

По результатам теоретических расчетов и тензометрических испытаний прицепа 2ПТС-4-793А разработано устройство, обеспечивающее ускоренные усталостные испытания этих прицепов.

Устройство состоит из трех имитационных неровностей, закрепленных с помощью цепей с возможностью регулирования их по высоте, что позволяет имитировать движение прицепа по дорогам с разным макропрофилем. В качестве критериев, определяющих напряженное состояние несущих элементов прицепа, выбраны следующие параметры: высота неровностей, определяющая напряжения в элементах рамы и кузова прицепа; частота преодоления неровностей, т. е. число неровностей, преодолеваемых колесом прицепа за определенное время; скорость движения прицепа, при которой отсутствуют резонансные режимы колебаний прицепа при преодолении неровностей; продолжительность усталостных испытаний, определяемая общим пробегом, эквивалентным его ресурсу в нормальных условиях; характеры отказов и развития трещин в элементах несущих конструкций.

Тракторные прицепы, используемые в сельском хозяйстве, передвигаются в основном по дорогам с грубым покрытием (70÷75 % от общего пробега). При этом 25÷30 % от общего пробега приходится на проселочные дороги. Поэтому в испытаниях приняли дорогу с грубым покрытием. Скорость движения прицепа определяли по формуле

$$v_п = 0,06\omega l,$$

Таблица 2

Результаты расчета показателей безотказности элементов уровня III иерархии СФС прицепа

Обозначение	Наименование	Число деталей	Номер i в ранжированом ряду	K_i	$P_{эi}$ при $P_с = 0,5$	$t_{эi}$ при $t_{ср.1.1} = 18\ 120$ км
1.1.1	Лонжерон	2	3	0,20	0,87	26 838
1.1.2	Поперечина	7	2	0,27	0,83	24 999
1.1.3	Кронштейн	20	1	0,33	0,80	23 889
1.1.4	Скоба опоры гидроподъемника	2	5	0,07	0,95	34 496
1.1.5	Опора платформы	2	4	0,13	0,92	30 548

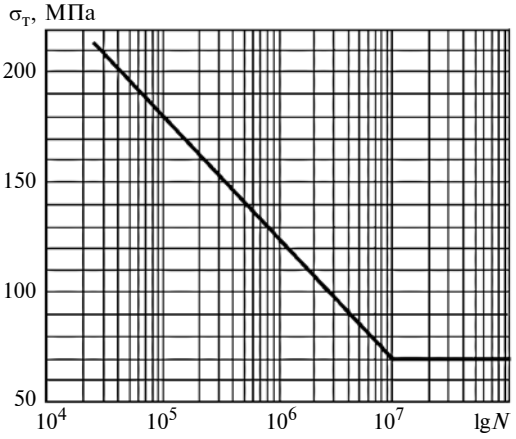


Рис. 2. Кривая усталости крупных сварных образцов из углеродистой стали обыкновенного качества

где $\omega = 120$ мин$^{-1}$ — частота собственных колебаний прицепа; l — 0,6 м — шаг имитационных неровностей.

При форсированных испытаниях основным критерием является высота имитационной неровности, которую определяли подбором амплитудных характеристик напряжений в узлах несущих конструкций прицепа при электрическом тензометрировании. Была достигнута идентичность возникновения напряжений при движении прицепа по дороге с покрытием из гравия со средней высотой неровностей 6,5 см и при преодолении имитационной неровности высотой 8 см. При этом среднее напряжение в узлах рамы и кузова прицепа составило $\sigma_0 = 76$ МПа; по нему определили число циклов до появления разрушений в конструкции прицепа по формуле [4]

$$N_р = \frac{N_0 \sigma_{-1}^m}{\sigma_0^m} = 2{,}9 \cdot 10^5. \qquad (5)$$

Здесь $N_0 = 2 \cdot 10^6$ — базовое число циклов; $\sigma_{-1} = 40$ МПа — средний предел выносливости для сварных рам; $\sigma_0 = 76$ МПа — среднее напряжение в конструкции; $m = 3$ — котангенс угла наклона левой ветви кривой усталости (рис. 2) в логарифмических координатах.

При испытаниях на колесе прицепа закрепляют три имитационные неровности, поэтому общий пробег прицепа при $N_р = 2{,}9 \cdot 10^5$ циклов составит 132 км, что эквивалентно 8 годам нормальной эксплуатации прицепа [4].

Таким образом, 16,5 км ускоренных ресурсных испытаний прицепа соответствуют 1 году его эксплуатации в реальных условиях (245 рабочих дней с ежедневным пробегом 30 км) и $N_1 = 3{,}6 \cdot 10^4$ циклам нагружения.

Условия и оборудование для ускоренных испытаний разрабатываются в зависимости от разных факторов.

Одним из основных элементов, лимитирующих надежность прицепа, является сварная рама, которая должна обеспечить необходимые прочность и надежность прицепа в течение всего назначенного ресурса — 8 лет.

Для контроля экспериментальных данных расчетную наработку на отказ $t_{ср.1.1} = 18\,120$ км (соответствует 2,46 годам эксплуатации) выразим числом циклов нагружения рамы: $N_2 = 2{,}46 \cdot 3{,}6 \cdot 10^4 = 0{,}886 \cdot 10^5$ циклов.

Для проверки расчета провели ресурсные испытания несущей системы прицепа 2ПТС-5-793Д. Получили следующие средние ресурсы до отказа элемента, лет: левый и правый лонжероны — 6,4; поперечины: № 1 — 6,36; № 2 — 2,46; № 3 — 2,65; № 4 и № 5 — 5; № 6 — 5,2; № 7 — 6,6.

Таким образом, из элементов рамы наименьший ресурс имеет поперечина № 2 (2,46 года эксплуатации). Как было установлено, расчетная средняя наработка на отказ рамы в целом составляет $t_{ср.1.1} = 18\,120$ км, что соответствует 2,46 годам эксплуатации, т. е. полностью совпадает с данными испытаний.

При производстве рам прицепов важен выбор проката.

На рис. 2 [5] приведена кривая усталости $\sigma_т = F(N)$ крупных сварных образцов из углеродистой стали обыкновенного качества, где $\sigma_т$ — предел текучести; N — число циклов нагружения. По полученному значению $\sigma_т$ для изготовления рамы можно выбрать стальной прокат с $\sigma_т \geq \sigma_{т.расч}$.

В работе [5] для учета технологии, условий эксплуатации и масштабного фактора вводится поправка на $\sigma_т$:

$$\sigma_{тр} = \sigma_т \varepsilon_п. \qquad (6)$$

Здесь $\sigma_{тр}$ — скорректированный предел текучести; $\sigma_т$ — предел текучести для конкретного стального проката; $\varepsilon_п = \varepsilon_1\varepsilon_2\varepsilon_3\varepsilon_4$ — поправочный коэффициент, где $\varepsilon_1\varepsilon_2\varepsilon_3\varepsilon_4$ — коэффициенты, учитывающие соответственно: механическую обработку элементов рамы; коррозию при эксплуатации прицепа; размеры рамы; особенности сборки.

Анализ коэффициентов $\varepsilon_1 \div \varepsilon_4$ и сопоставление их значений с экспериментальными данными показали, что для рамных конструкций прицепов поправочный коэффициент $\varepsilon_п = 0{,}6$.

Рассмотрим рамную конструкцию из стального проката марки 20 с пределом текучести $\sigma_т = 25$ МПа. Скорректированный по формуле (6) предел текучести составил $\sigma_{тр} = 150$ МПа. Для этого значения по кривой усталости (см. рис. 2) определим число циклов нагружения $N \approx 3 \cdot 10^5$. Это число соответствует полученному по формуле (5) расчетному значению и экспериментальным данным НАТИ [6].

Таким образом, при расчете ресурса рам прицепов из стального проката разных марок можно использовать формулу (6) с поправочным коэффициентом $\varepsilon_п = 0{,}6$.

Для оценки ресурсов машин также применяют расчетные модели: расчет на допуск по полю допуска; расчет на сопротивление усталости по гипотезе суммирования повреждений [6], основанной на предположении, что повреждение, вызванное циклическим нагружением, не зависит от состояния детали в данный момент и от предыдущего процесса нагружения, а суммируется с повреждениями, вызванными предыдущими циклами. При непрерывном изменении напряжений, что соответствует эксплуатационным нагружениям, основная формула для расчета ресурса рамы имеет вид [6, 7]:

$$L_с = a\left[n_ц \int\limits_{\sigma_{min}}^{\sigma_{max}} \frac{ba^{-b}\sigma^{b-1}\exp[-(\sigma/a)^b]}{N_0(\sigma_{-1}/\sigma)^m}\mathrm{d}\sigma\right]^{-1}, \quad (7)$$

где σ — напряжение; σ_{max}, σ_{min} — максимальное и минимальное напряжения; σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле; $n_ц$ — среднее число циклов в единицу времени; m — показатель степени кривой усталости; a и b — коэффициенты масштаба и формы, связанные со статистическими характеристиками распределения (математическим ожиданием E и коэффициентом V вариации).

Проведенный в НПО НАТИ [7] анализ значительного числа случайных процессов нагружений в рамах и других металлоконструкциях мобильных машин (более 10 000 процессов) показал, что коэффициент V вариации распределений амплитуд полных циклов изменяется от 0,3 до 1,2. При этом коэффициенты a и b с достаточной для практики точностью (отклонение ≤ 2 %) определяются выражениями:

$$a = \frac{E}{0{,}55V^2 - 0{,}57V + 1{,}02};$$

$$b = V^{-1{,}079}.$$

Для определения ресурса рамы по формуле (7) была разработана программа численного расчета с использованием MATLAB 7.11.0(R2010b). На рис. 3 приведены зависимости прогнозированного числа N_0 циклов нагружения рамы прицепа от напряжения σ для стали 20. При расчете принято: $\sigma_{max} = 180$ МПа; $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов; $\sigma_{-1} = 245$ МПа; $V = 0{,}3$; $E = 140$; $m = 3$.

Согласно полученным результатам прогнозированный ресурс прицепа $L_с = 0{,}33 \cdot 10^6$, что отличается на 9 % от экспериментальных данных НАТИ и на 11 % от значения, полученного по формуле (5).

Таким образом, на основании расчета коэффициентов сложности рассчитаны требуемые показатели безотказности, в том числе ВБР и средние наработки на отказ элементов рамы прицепа. Предложены формула с поправочным коэффициентом $\varepsilon_п$, которую можно использовать при расчете ресурса рам прицепов из стального проката разных марок, и формула для оценки долговечности рамы прицепа, основанная на распределении Вейбулла и степенном уравнении кривой усталости.

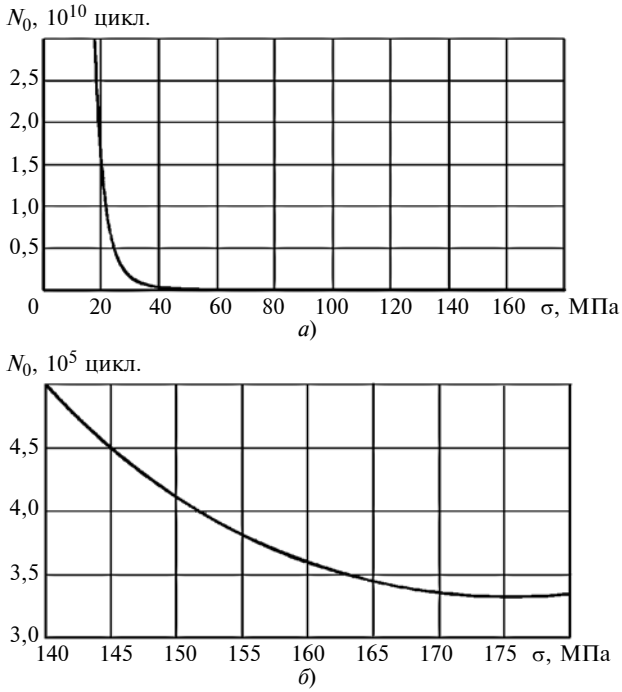


Рис. 3. Кривая усталости рамы прицепа (*а*) и фрагмент кривой (*б*)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Надежность** и эффективность в технике. Т. 5. Проектный анализ надежности / Под. ред. В. И. Патрумева и А. И. Рембезы. М.: Машиностроение, 1988. 316 с.
2. **Методические** указания. Методы распределения требований по надежности к изделию между его составными частями. М.: ВНИИНМАШ, 1989. 30 с.
3. **Малиновский В. С., Филюстин А. Е., Баграмов М. Г.** Применение теории полезности при распределении требований к надежности изделия между его элементами на основе учета их сложности // Надежность и контроль качества. 1988. № 11. С. 7—11.
4. **Глущенко А. Д., Сливинский Е. В.** Динамика и прочность транспортной системы для перевозки легковесных грузов. Ташкент: Фан, 1988. 116 с.
5. **Проскуряков В. Б.** Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин. Л.: Машиностроение, 1972. 232 с.
6. **Арцыбашева Н. Н., Дерешов Д. С, Белецкая О. М.** Прогнозирование ресурса рамы прицепа // Труды Одесского политехнического университета. 2004. Вып. 2 (22). С. 1—4.
7. **Онкетена И. А.** Расчет на прочность рамы гусеничного трактора на стадии проектирования: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / МГТУ им. Н. Э. Баумана. М. 1992. 17 с.

УДК 621.431.7.004.67:621.822:65.011.56

А. В. ПЕТРУХИН, канд. техн. наук, Н. П. МОСКВИЧЕВА (ВолгГТУ), В. А. САНИНСКИЙ, д-р техн. наук, М. В. КОЧКИН (Волжский политехнический институт — филиал ВолгГТУ), e-mail: alw@t-k.ru

Алгоритмы работы элементов автоматизированного подбора комплектующих деталей при сборке многоопорного подшипникового узла ДВС

Представлены архитектура и функциональная схема системы автоматизированного подбора комплектующих деталей многоопорного подшипникового узла, используемая при сборке коренных подшипников коленчатого вала дизеля. Компьютерная поддержка процесса комплектации узла обеспечивает оптимальные зазоры в соосных парах трения коренных подшипников скольжения.

Ключевые слова: многоопорный подшипниковый узел, коренной подшипник скольжения, автоматизированный подбор комплектующих, коленчатый вал, соосность, пара трения, погрешность, сборка.

The architecture and functional scheme of the system of automatic selection of component parts of multiple-seated bearing assembly, used at assembly of main bearings of a diesel crankshaft, are presented. The computer support of assembly kitting process ensures the optimal gaps in coaxial friction pairs of main sliding bearings.

Keywords: multiple-seated bearing assembly, main sliding bearing, automatic selection of components, crankshaft, alignment, friction pair, error, assembly.

Повысить работоспособность коренных подшипников в узлах ДВС можно, устранив влияние технологической наследственности, возникающей при механической обработке сопрягаемых деталей [1] и приводящей к неравномерному их изнашиванию. Этого можно достичь селективной сборкой, т. е. подбором контактирующих деталей с определенными геометрическими параметрами [2—7]. Так, при механической обработке вкладышей подшипников скольжения имеют место отклонения от заданной толщины, которые можно компенсировать отклонениями от заданных размеров, возникающими при механической обработке коренных опор [4]. Производительность и качество селективной сборки можно повысить автоматизацией процесса с применением компьютерных технологий [4, 5].

С целью повышения качества сборки многоопорного узла поддержки вала (МУПВ) (рис. 1) дизеля 8ЧВН15/16 для компенсации погрешностей механической обработки входящих в него деталей разработан автоматизированный подбор коренных шеек коленчатого вала [6, 7]. Индивидуальная сборка коренных подшипников дизеля 8ЧВН15/16 показала, что конструкторские технологические допуски на диаметральные зазоры в соосных парах трения МУПВ можно ужесточить.

Отклонения от заданной толщины, возникающие при механической обработке вкладышей подшипников скольжения, можно использовать для компенсации погрешностей диаметров и отклонений от соосности, появляющихся при механической обработке коренных опор [4]. Для этого были разработаны система обозначений допусков для контактирующих деталей [7] и алгоритмы подбора диаметров коренных опор картера, коренных шеек коленчатых валов и толщин вкладышей коренных подшипников скольжения (рис. 2—6). Подбор организован таким образом, чтобы отклонения диаметров коренных опор и отклонения от соосности компенсировались отклонениями толщин вкладышей коренных подшипников скольжения.

При автоматизированном подборе комплектующих используют систему обозначений допусков поверхностей контактируемых деталей МУПВ [4, 5, 8]: диаметров коренных опор картера, шеек коленчатых валов и толщин вкладышей подшипников скольжения, которая соответствует общепринятой системе в двигателестроении (ГОСТ 25346—62). Для применения компьютерных технологий потребовалось вместо общепринятых обозначений фактических отклонений по соосностям второй, третьей и четвертой постелей коренных опор картера (Δнс2-3, Δнс3-4, Δнс4-5) ввести обозначения соответственно Δ_sh_2, Δ_sh_3, Δ_sh_4. Отклонения от соосности второй, третьей и четвертой коренных шеек коленчатого вала обозначили Δ_k_2, Δ_k_3 и Δ_k_4, для рабочих зазоров ввели обозначения: tP_1 — в паре трения выше опоры порядкового номера слева направо; tP_2 — ниже оси $O_1—O_5$; Sp_1 — радиальный зазор выше оси $O_1—O_5$; Sp_2 — радиальный зазор ниже оси $O_1—O_5$ (см. рис. 1).

Значения вышеперечисленных отклонений были получены в результате замеров комплектующих деталей. Значения разнотолщинных верхних и нижних вкладышей автоматизировано подбирали из базы данных по действительным толщинам вкладышей в сечении, соответствующему наибольшему сближению пар трения. Это позволило при укладке в постель и затяжке крышек подшипников получить требуемые размеры рабочих отверстий подшипников с более жестким допуском на расположение, чем при традиционной технологии. Для этого в i-е коренные опоры после растачивания на специальных металлорежущих станках (с соосно-

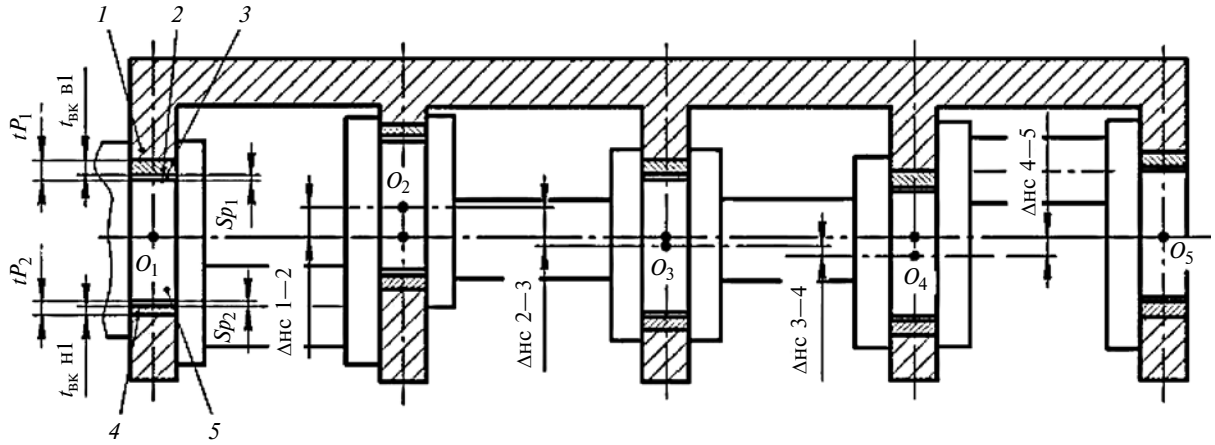


Рис. 1. Расчетная схема продольного сечения пятиопорного МУПВ дизеля с полями компенсирующих погрешностей продольного сечения картера и коленчатого вала без вкладышей:

1 — картер; *2* — верхний вкладыш подшипника скольжения картера; *3*, *4* — нижний вкладыш подшипника скольжения; *5* — коленчатый вал

стью $\Delta_{н.с} = \pm 0{,}03$ мм) устанавливают предварительно отобранные вкладыши так, чтобы они заполняли рабочий зазор tP_i между поверхностью каждой коренной опоры и коренной шейки с минимально допустимым технологическим зазором.

Автоматизированная система подбора вкладышей по толщине обеспечивает рекомендации фирмы "Глико" по зазорам ($S_i = 0{,}0008 \div 0{,}0010$ мм) и коэффициенты запаса точности [8] МУПВ и ДВС. Для этого были разработаны алгоритмы, представленные на рис. 2—6.

Автоматизированная система подбора вкладышей работает следующим образом. Подсистема "Моделирование" обращается в базы данных по картерам и коленчатым валам и по определенному алгоритму в зависимости от расположения этого зазора рассчитывает рабочий зазор. Полученный результат заносится в таблицу "Толщины рабочих зазоров".

Подбор основывается на том, чтобы после укладки в постель верхних и нижних вкладышей коленчатого вала и затяжки крышек подшипников получить радиальные зазоры Sp_1 и Sp_2 (см. рис. 1) в пределах $0{,}0175 \le Sp \le 0{,}0300$ мм, что повышает стабильность зазоров в парах трения подшипник—шейка на этапе их сборки.

Подсистема оптимизации формирует таблицу "Комплектовочная таблица оптимальных вариантов сборки" и сравнивает значения из таблицы "Толщины рабочих зазоров" со значениями толщин заданных вкладышей из базы данных по вкладышам (рис. 2). Для этого разница толщины вкладыша и толщины рабочего зазора сравнивается с минимальным и максимальным значениями, которые определяют допустимый диапазон значений зазора (например, от 0,0175 до 0,0300 мкм), который должен остаться после сборки картера вала и двух вкладышей. Если полученная разница не вошла в заданный диапазон значений, то данный вкладыш не подходит, если вошла, то определяется весовой коэффициент ω, который назначается в зависимости от диапазона значений рабочего зазора:

$\omega = 13$ при $Sp = 0{,}0175 \div 0{,}0180$ мкм;
$\omega = 12$ при $Sp = 0{,}0181 \div 0{,}0190$ мкм;
$\omega = 11$ при $Sp = 0{,}0191 \div 0{,}0200$ мкм;
$\omega = 10$ при $Sp = 0{,}0201 \div 0{,}0210$ мкм;
$\omega = 9$ при $Sp = 0{,}0211 \div 0{,}0220$ мкм;
$\omega = 8$ при $Sp = 0{,}0221 \div 0{,}0230$ мкм;
$\omega = 7$ при $Sp = 0{,}0231 \div 0{,}0240$ мкм;
$\omega = 6$ при $Sp = 0{,}0241 \div 0{,}2500$ мкм;
$\omega = 5$ при $Sp = 0{,}0251 \div 0{,}0260$ мкм;
$\omega = 4$ при $Sp = 0{,}0261 \div 0{,}0270$ мкм;
$\omega = 3$ при $Sp = 0{,}0271 \div 0{,}0280$ мкм;
$\omega = 2$ при $Sp = 0{,}0281 \div 0{,}0290$ мкм;
$\omega = 1$ при $Sp = 0{,}0291 \div 0{,}0300$ мкм.

Максимальный коэффициент ω означает наилучший вариант сборки.

Далее заполняется таблица "Комплектовочная таблица оптимальных вариантов сборки" и вклю-

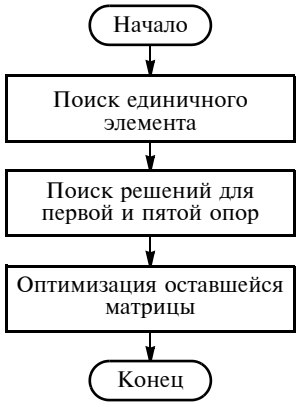


Рис. 2. Алгоритм подсистемы оптимизации

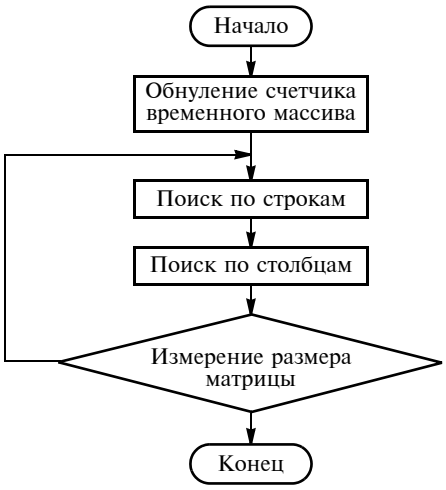


Рис. 3. Алгоритм работы блока "Поиск единичного элемента"

чается алгоритм оптимизации, который работает в трех направлениях: поиск единичного элемента; поиск оптимального решения для картера *1* и коленчатого вала *5* (см. рис. 1); поиск максимального элемента, с применением минимаксного метода.

Поиск единичного элемента осуществляется в соответствии с алгоритмом, представленным на рис. 3.

Поиск оптимального решения заключается в следующем. Оси картера и вала проходят через первую и пятую опору картера и первую и пятую шейку вала, поэтому при сборке узла толщины вкладышей, входящих в сборку каждой из этих позиций, должны быть равны. В таблице "Комплектовочная таблица оптимальных вариантов сборки" находят строки с позициями сборок 1 и 5 и для каждой из них выполняют проверку по строке. Если имеются элементы с равными весовыми коэффициентами, то выбирают пары вкладышей, у которых наименьшая сумма средневзвешенных величин по столбцам.

Поиск максимального элемента с применением минимаксного метода. В оставшейся матрице ищутся элементы с максимальными средневзвешенными величинами. Для каждого из найденного рассчитывается сумма средневзвешенных величин по строке и столбцу; выбирается элемент с минимальной суммой. Найденные элементы записываются в таблицу "Оптимальные варианты сборки".

Подсистема рекомендаций выполняет следующие функции:

обращается к подсистеме "Хранение данных" для извлечения таблицы "Толщины рабочих зазоров";

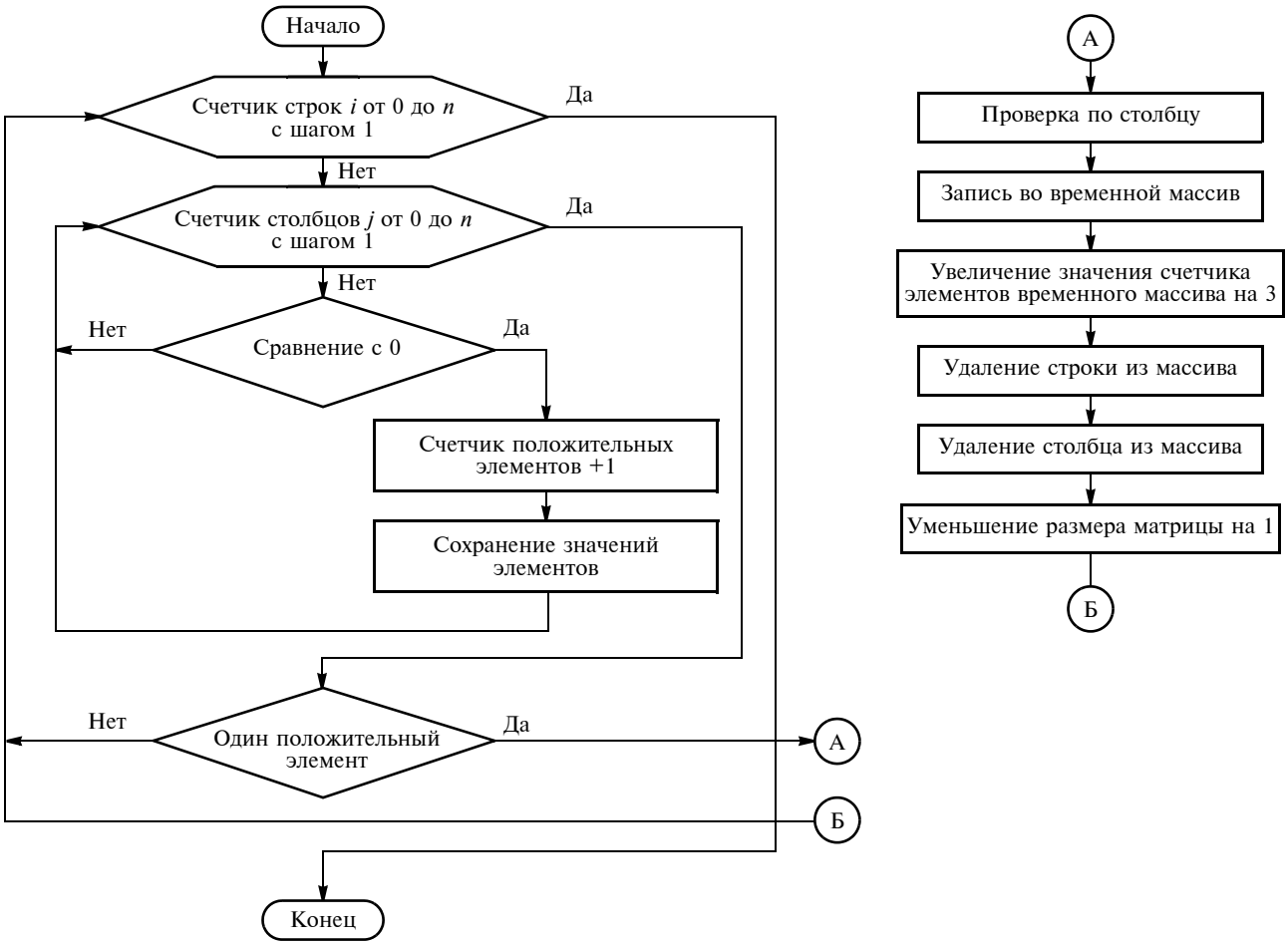


Рис. 4. Алгоритм работы блока "Поиск по строкам"

рассчитывает оптимальные толщины вкладышей по заданному алгоритму;

заполняет таблицу "Рекомендуемые толщины вкладышей".

При заполнении таблицы "Рекомендуемые толщины вкладышей" от значений таблицы "Толщины рабочих зазоров" отнимается 0,018, так как минимальный оставшийся зазор считается оптимальным.

Входные данные хранятся в специальной базе данных.

Выходная информация включает в себя:

таблицу "Толщины рабочих зазоров" в МУПВ;

таблицу "Комплектовочная таблица оптимальных вариантов сборки";

таблицу "Оптимальные варианты сборки";

таблицу "Рекомендуемые толщины вкладышей".

Основные функции, реализуемые автоматизированной системой управления:

ввод информации о деталях, входящих в МУПВ;

моделирование сборки узла картер—вал и расчет рабочего зазора;

поиск оптимального варианта сборки;

расчет рекомендованных толщин вкладышей.

Автоматизированная система управления процессом сборки МУПВ разработана в среде Delphi 6.0.

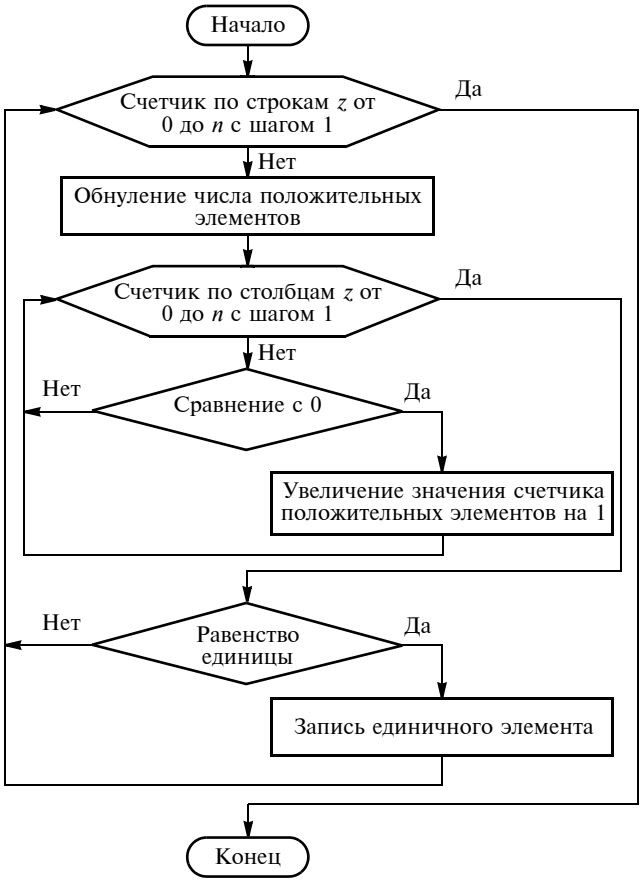


Рис. 5. Алгоритм работы блока "Проверка по столбцу"

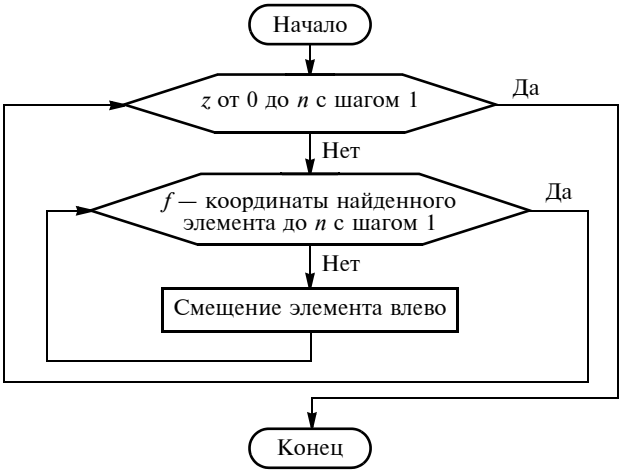


Рис. 6. Алгоритм работы блока "Удаление строки"

Предлагаемая автоматизированная комплектация коренных подшипников коленчатого вала может являться одним из элементом системы обеспечения качества сборки на основании индивидуального подбора деталей с применением ЭВМ. Суммарные погрешности коренных опор и коренных шеек коленчатого вала могут учитывать такие факторы, как деформация вала и корпуса двигателя при затягивании болтов крышек коренных подшипников, температурные деформации [8].

Исследования показали, что эффективность от применения автоматизированного подбора комплектующих деталей МУПВ можно оценивать коэффициентами $K_{ТМ}$ запаса точности, которые при индивидуальной сборке повышаются более чем в 2 раза [4].

Подбор комплектующих деталей МУПВ на основании компенсации погрешностей механической обработки контактирующих деталей значительно повышает эффективность сборки и работоспособность узла.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Технологическая** наследственность в машиностроительном производстве / А. М. Дальский, Б. М. Базров, А. С. Васильев и др. / Под ред. А. М. Дальского. Изд-во МАИ, 2000. 364 с.

2. **Санинский В. А., Петрухин А. В., Москвичева Н. П.** Автоматизация процесса подбора диаметральной компенсации механической обработки соосных отверстий в многоопорном узле дизельного двигателя разнотолщинностью вкладышей // Технология машиностроения. 2007. № 7. С. 65—68.

3. **Рыльцев И. К.** Оптимизация взаимодействия деталей подвижных соединений на основе раскрытия взаимосвязи процессов сборки и эксплуатации машин: Автореф. дис. д-ра техн. наук. Самара: Станкин. 2002. 43 с.

4. **Санинский В. А.** Методология повышения запаса точности коренных подшипников дизелей размерной механической обработкой и компьютерной сборкой. Волгоград: ВолгГТУ. 2011. 223 с.

УДК 620.16-21.004.9

А. В. ШМЕЛЕВ, канд. техн. наук, Д. Н. СИДОРЕНКО (Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск), А. В. РУБЦОВ (ОАО "МАЗ", г. Минск), e-mail: shmeliov.alexei@gmail.com

Расчетно-экспериментальная оценка усталостной долговечности тонкостенных несущих конструкций с отверстием при кручении

Выполнены расчеты напряженно-деформированного состояния (НДС) плоского образца с центральным отверстием при нагружении с коэффициентами асимметрии −1, 0 и 0,4. Определены зависимости показателей НДС в зоне разрушения от размера конечно-элементной сетки модели.

Ключевые слова: тонкостенная несущая конструкция, напряженно-деформированное состояние, кривая усталости, предел выносливости, напряжения, метод конечных элементов, усталостная долговечность.

The calculations of stressed-deformed state (SDS) of plain specimen with central hole at loading with asymmetry coefficients of −1, 0 and 0,4 are performed. The dependencies of SDS factors in failure zone from size of finite element model mesh are determined.

Keywords: thin-walled load-carrying structure, stressed-deformed state, fatigue curve, fatigue limit, stresses, finite element method, fatigue life.

Несущие конструкции машин при переменных нагрузках разрушаются в основном в результате развития усталостных трещин. Для исключения этого при эксплуатации необходимо совершенствовать расчетные методы, применяемые на этапе конструирования.

Точность расчетной оценки предельных состояний конструкций по сопротивлению усталости в значительной степени зависит от исходных характеристик сопротивления усталости (ХСУ). Наиболее достоверными являются экспериментальные данные, учитывающие геометрию, состояние поверхности, технологию изготовления и особенности нагружения реальной конструкции или ее опасной зоны при эксплуатации. В справочной литературе приводят, как правило, характеристики, полученные для стандартных испытуемых образцов, поэтому переход к расчету реальных конструктивных элементов требует принятия допущений, которые существенно снижают точность расчетных оценок. При этом для плоских образцов и образцов с концентраторами напряжений в виде отверстий используют преимущественно параметры кривых усталости, полученные при растяжении — сжатии или изгибе. Однако на практике на элементы конструкций с отверстиями часто действуют нагрузки, соответствующие кручению, например, на рамы транспортных машин. Для прогнозирования их долговечности необходимы достоверные данные о ХСУ и единые подходы к описанию показателей напряженно-деформированного состояния (НДС) и конструкции, и испытуемого образца.

В современной практике для проектных расчетов несущих конструкций машин показатели НДС получают методом конечных элементов (МКЭ), который реализуют с помощью специальных программ и программ трехмерного проектирования в виде встроенных расчетных модулей.

Показатели НДС, полученные МКЭ, уже учитывают концентрацию напряжений, обусловленную геометрией конструкции. Точность данной оценки зависит от параметров дискретизации (число, тип и порядок применяемых элементов) геометрической модели. Однако МКЭ не всегда позволяет получить достоверную оценку НДС элементов конструкций с определенными видами концентраторов напряжений независимо от параметров дискретизации, вызванных сингулярностью решения. Поэтому необходимо обеспечить соответствие точности или единство подхода к оценке показателей НДС для рассматриваемого элемента конструкции и испы-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 38)

5. **Петрухин А. В.** Комплексный подход к реализации функционального проектирования технических систем // Концептуальное проектирование в образовании, технике и технологии: Межвуз. сб. науч. тр. Волгоград: ВолгГТУ, 2002. С. 163—166.

6. **Компьютерная** поддержка автоматизированного подбора комплектующих деталей при сборке многоопорного подшипникового узла ДВС / А. В. Петрухин, Н. П. Москвичева, В. А. Санинский и др. // Автомобильная промышленность. 2011. № 3. С. 30—33.

7. **Пат. № 2369219 Рос. Федерации:** Способ комплектования многоопорного узла поддержки коленчатого вала.

8. **Якушев А. М., Воронцов Л. Н., Федотов Н. М.** Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: учебник для втузов. М.: Машиностроение, 1987. 352 с.

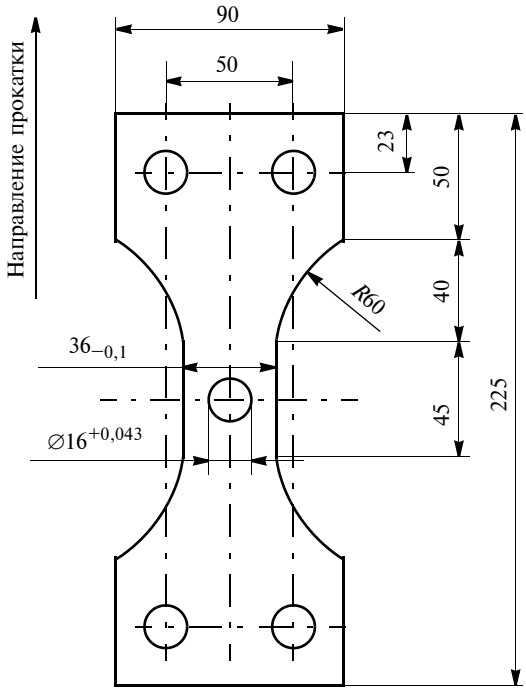


Рис. 1. Испытуемый образец

Рис. 2. Установка тензорезисторов на испытуемом образце

туемого образца, по которому определяют ХСУ. В справочниках, как правило, приводятся пределы выносливости в виде номинальных напряжений, определение которых для элемента конструкции практически невозможно ввиду его сложной реальной геометрии или значительных погрешностей. Поэтому необходим переход от номинальных к локальным напряжениям образца, учитывающим их концентрацию. Для этого можно использовать или известные аналитические зависимости, или рассчитать показатели НДС образца МКЭ. Последний вариант обеспечивает единый подход к оценке показателей НДС и образца, и элемента конструкции. При этом следует исключить, а если это невозможно, то минимизировать влияние дискретизации модели или ограничений МКЭ на оценку НДС концентратора напряжений. В рассматриваемой работе таким концентратором является отверстие.

С учетом изложенного исследование разделили на две части: первая — экспериментальное определение ХСУ при кручении плоских образцов с отверстием; вторая — определение подхода и пересчет экспериментальных значений ХСУ в значения, которые можно применить при расчетах показателей НДС деталей и конструкций машин МКЭ. Для образцов выбрали сталь 10ХСНД, которая широко применяется для изготовления несущих и силовых конструкций, работающих при высоких нагрузках.

Для экспериментального определения числа циклов нагружения до полного разрушения использовали плоские образцы из стали 10ХСНД с центральным отверстием (рис. 1). Образец вырезали из полосы металла толщиной 8 мм в направлении прокатки. Химический состав материалов образцов (табл. 1) показал, что они соответствуют требованиям ТУ 14-1-4632—93.

Испытания проводили на стенде с приводом от сервогидравлического цилиндра поворотного действия 215.51С фирмы MTS (США). Погрешность точности задания момента не превышала 1 %. Образец нагружали моментом с синусоидальным законом изменения амплитуд. Испытали три серии образцов, отличавшихся коэффициентом R асимметрией цикла нагружения, при частоте следования амплитуд 10 Гц. В первой серии испытали 16 образцов, во второй — 15, в третьей — 8 соответственно с коэффициентом $R = -1$; 0 и 0,4. Испытания проводили на ограниченной базе $-2 \cdot 10^7$ циклов.

Фактические напряжения отдельных образцов измеряли тензорезисторами 1-LY41-3/120 фирмы HBM (Германия) с базой 3 мм и номинальным сопротивлением 120 Ом. Датчики располагали в непосредственной близости к зоне действия максимальных напряжений (рис. 2) на расстоянии 2 мм от кромки отверстия. Данные регистрировали измерительным комплексом MGCplus фирмы HBM (Германия).

Таблица 1

Химический состав, мас. %, исследуемых образцов из стали 10ХСНД

Образец	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu
1	0,01	1,02	0,68	0,015	0,011	0,73	0,57	0,5
2	0,01	1,03	0,69	0,016	0,011	0,73	0,57	0,5

По результатам циклических испытаний каждой партии образцов определяли ХСУ, соответствующие кривым усталости:

по уравнению Почтенного [1]

$$N = N_0 \ln\left\{1 + \left[\exp\left(\frac{M - M_R}{\nu}\right) - 1\right]^{-1}\right\}, \qquad (1)$$

где M_R — предел выносливости; M — момент нагружения, $M > M_R$; N_0 — число циклов до перегиба кривой усталости; ν — угол наклона кривой усталости в полулогарифмической системе координат (в единицах нагрузки);

по уравнению Басквина [2]

$$M^m N = M_R^m N_G = \text{const}, \qquad (2)$$

где $m = \text{tg}\beta$ — параметр, характеризующий угол наклона кривой усталости; N_G — число циклов до перегиба кривой усталости.

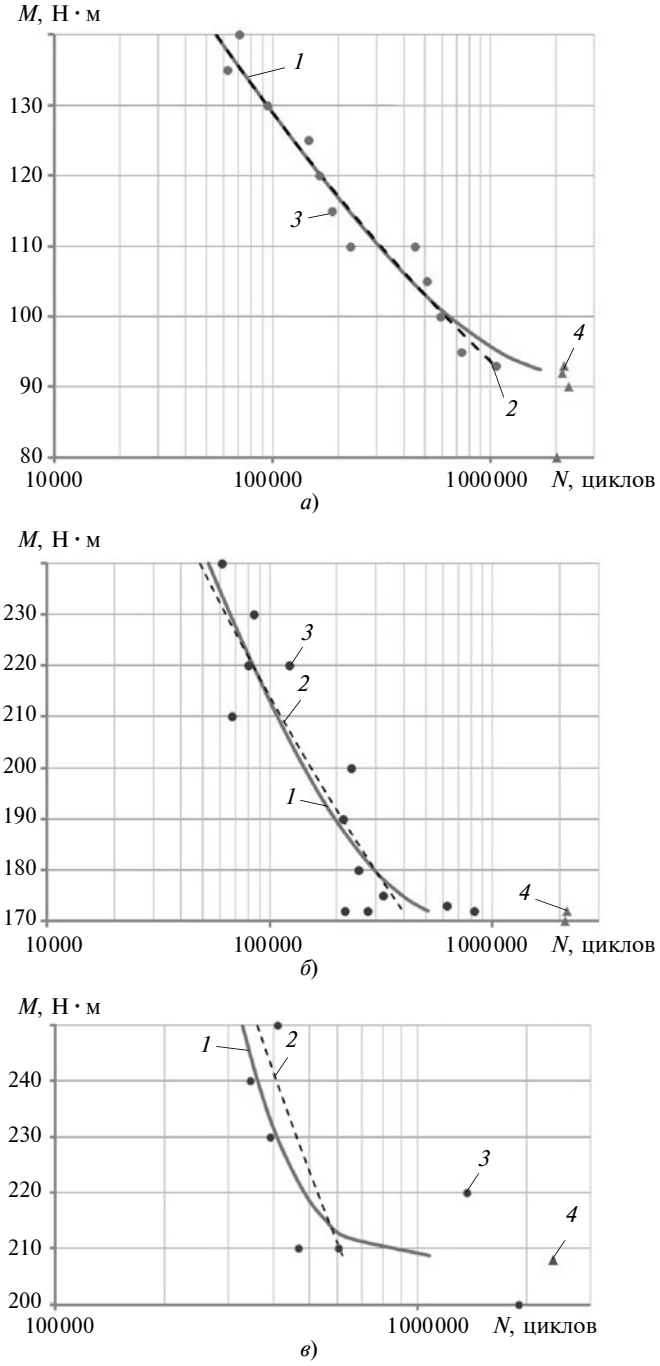


Рис. 3. Кривые усталости плоских образцов из стали 10ХСНД с центральным отверстием при кручении, полученные по уравнениям (1) (линия *1*) и (2) (линия *2*); разрушившиеся (точки *3*) и не разрушившиеся (точки *4*) образцы при $R = -1$ (*а*), $R = 0$ (*б*) и $R = 0{,}4$ (*в*)

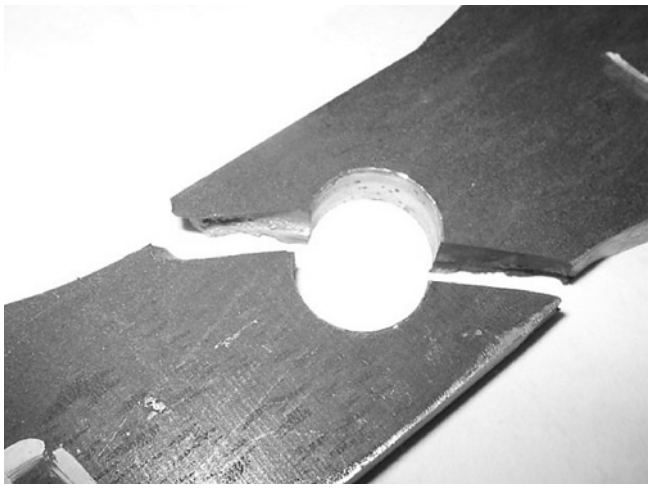


Рис. 4. Образец после испытания (разрушение)

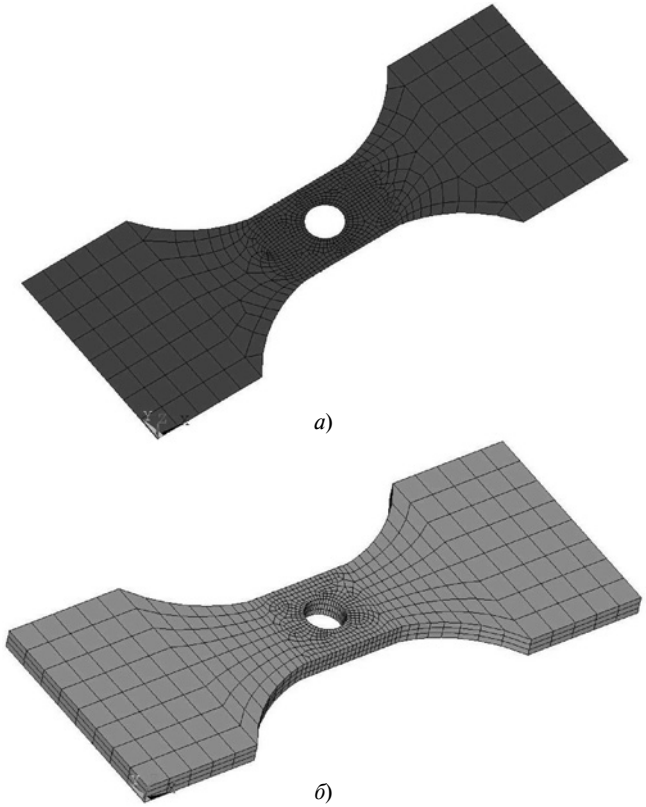


Рис. 5. Оболочечная (*а*) и объемная (*б*) КЭ-модели образца:
а — 12 элементов на четверти окружности; *б* — 12 элементов на четверти окружности и 3 элемента по толщине образца

Предел выносливости определяли по методу работы [1]. Одновременно с параметрами кривых усталости рассчитывали среднеквадратичное отклонение S_R предела выносливости. Полученные по уравнениям (1) и (2) параметры кривых усталости приведены в табл. 2, а кривые усталости с результатами испытаний — на рис. 3.

Испытуемые образцы разрушались в зоне наибольших главных (растягивающих) напряжений, направленных под углом 45° к продольной оси образца (рис. 4). Среднее растягивающее напряжение, определенное в четырех местах установки тензорезисторов (см. рис. 2, приведена одна сторона образца) при действии на образец крутящего момента 100 Н · м составило 262,3 МПа.

Оценку НДС образца получили МКЭ в программе ANSYS. Исследовали также влияние типа, порядка и размера элемента на показатели НДС. Для этого использовали модели образцов, разработанные с применением оболочечных и объемных элементов первого и второго порядка с дискретизацией 3, 6, 12 и 24 элемента на четверти окружности отверстия и 1, 3 и 6 элементов по толщине образца для объемных моделей. При создании объемных конечно-элементных моделей (КЭ-модель) использовали элементы гексаэдрической формы. Оболочечная и объемная КЭ-модели образцов приведены на рис. 5, *а*, *б*. Схема нагружения образца соответствовала условиям испытаний. Расчеты выполняли для крутящего момента 100 Н · м. Для описания свойств материала образца использовали линейную модель с параметрами: модуль Юнга $2 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона 0,3.

В качестве исследумого показателя НДС приняли растягивающие (первые главные) напряжения σ_p, изменение которых для оболочечной модели образца с разбивкой, равной 24 элементам второго порядка на четверти окружности отверстия, показано на рис. 6. Максимальные значения $\sigma_{p\,max}$ для всех рассмотренных вариантов приведены в табл. 3.

Таблица 2

Значения параметров кривых усталости

Коэффициент R	M_R, Н · м	ν, Н · м	m	N_0	N_G	S_R, Н · м
−1	91,0	19,5	7,2	650 000	1 230 000	3,8
0	169,1	52,8	6,3	175 000	440 000	10,4
0,4	208,6	549,0	3,0	125 000	620 000	11,9

Таблица 3

Расчетные максимальные растягивающие напряжения $\sigma_{p\,max}$, МПа, для моделей образца с разной дискретизацией

Элемент	Число элементов по толщине образца	Число элементов дискретизации			
		3	6	12	24
Оболочка первого порядка	1	331	364	388	394
Оболочка второго порядка	1	379	394	392	394
Объемный первого порядка	1	234	232	245	278
	2	236	255	293	307
	3	261	291	301	312
	6	264	301	312	324
Объемный второго порядка	1	350	365	369	377
	2	347	368	371	381
	3	350	362	362	371
	6	338	346	351	359

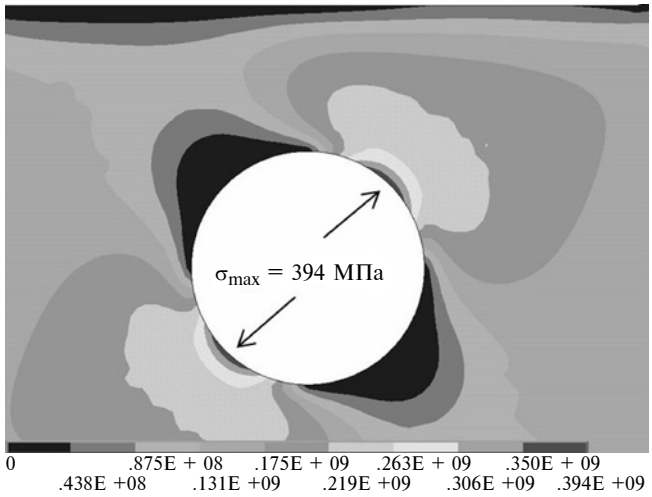


Рис. 6. Диаграмма σ_p в зоне концентрации напряжений образца (оболочечная модель, 24 элемента второго порядка на четверти окружности)

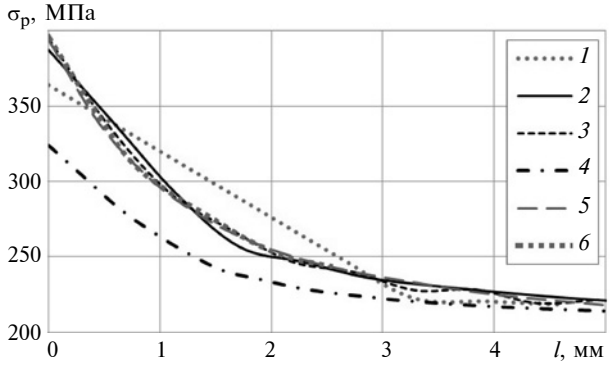


Рис. 7. Зависимости σ_p от расстояния *l* до зоны концентрации напряжений (кромки отверстия) при дискретизации 6 (*1*), 12 (*2*) и 24 (*3*) оболочечных элемента первого порядка на четверти окружности; 24 объемных элемента на четверти окружности и 6 элементов первого (*4*) и второго (*5*) порядка по толщине образца

Для определения расчетных напряжений по моделям в местах установки тензорезисторов на испытуемых образцах, т. е. на радиальном удалении от зоны максимальной концентрации напряжений, были получены зависимости, приведенные на рис. 7. Расстояние измеряли от центра отверстия. Растягивающие напряжения, полученные для оболочечной модели образца в месте установки датчика, составили 254,6 МПа (при разбивке 24 элемента второго порядка на четверти окружности отверстия). Таким образом, разность экспериментальных и расчетных данных не превысила 3 %.

Более устойчивые (нечувствительные к размеру конечно-элементной сетки) результаты оценки НДС получили на расстоянии от концентратора напряжений. Так, на расстоянии 2,5÷3 мм (0,3÷0,4 толщины образца) от зоны максимальных напряжений на кромке отверстия разность значений $\sigma_р$ для рассмотренных варинтов дискретизации не превысила 6 % (см. рис. 7), в зоне концентрации $\sigma_{р\ max}$ она составила 17,8 %.

На рис. 8 показана область распределения растягивающих напряжений от $\sigma_{гр1}$ = 220 МПа до $\sigma_{гр2}$ = 233 МПа, расположенная от кромки отверстия на расстоянии S = 3 мм и размером l = 2,8 мм по линии действия $\sigma_{р\ max}$. Средний градиент изменения напряжений в зоне их максимальной концентрации определяли по формуле

$$G = |\sigma_{гр2} - \sigma_{гр1}|/l.$$

Для рассматриваемой области средний градиент растягивающих напряжений практически не изменяется и составляет G = 4,6 МПа/мм. Градиент получен по оболочечной модели образца с дискретизацией, равной 12 элементам второго порядка на четверти окружности. Средний градиент от границы области до зоны максимальной концентрации σ_{max} составил $\sigma_{гр2}$ = 53,6 МПа/мм.

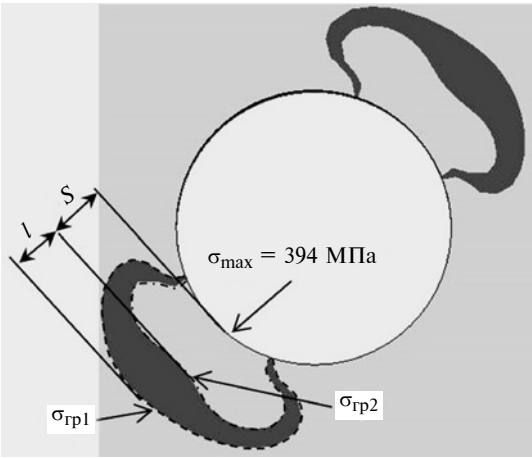


Рис. 8. Области низкого градиента напряжений $\sigma_р$

Таблица 4

Значения показателей нагруженности, характеризующих предел выносливости образца

Коэффициент R	M_R, Н · м	$\sigma_{гр2}$, МПа	$\sigma_{RЭ}$, МПа
−1	91,0	212,2	224,8
0	169,1	394,0	417,3
0,4	208,6	486,0	514,8

Таким образом, усталостную долговечность конструкции можно рассчитать по кривым усталости, приведенным к границе области (см. рис. 8). Также можно использовать метод определения структурных напряжений при расчетах сварных соединений [3—5], который заключается в линейной экстраполяции напряжений из зоны с низким градиентом в зону их концентрации. При этом для расчета можно использовать средний градиент напряжений, например 4,6 МПа/мм, полученный для нагрузки, создаваемой моментом 100 Н · м. Предельное напряжение $\sigma_{RЭ}$, экстраполированное от границы $\sigma_{гр2}$ (см. рис. 8) в зону концентрации напряжений, определяли по формуле

$$\sigma_{RЭ} = \sigma_{гр2} + GS.$$

В табл. 4 приведены показатели нагруженности, характеризующие предел выносливости образца, включая экстраполированные значения, по которым можно непосредственно оценить усталостную долговечность при расчете НДС конструкции МКЭ.

Таким образом, при расчетной оценке долговечности исследуемой зоны конструкции характеристики ее нагруженности (в данном случае — растягивающие напряжения) следует учитывать способ аппроксимации значений предела выносливости.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Почтенный Е. К.** Кинетика усталости машиностроительных конструкций. Минск: УП "Арти-Фекс", 2002. 187 с.

2. **Степнов М. Н.** Расчетные методы оценки характеристик сопротивления усталости материалов и элементов конструкций: Учеб. пособие. М.: МАТИ, 2003. 120 с.

3. **Annex C.** Design of steel structures. NORSOK standard N-004 // Fatigue strength analysis. 1998. December. P. 213—488.

4. **European** standard. Eurocode 3: Design of steel structures. Part 1.9 // Fatigue. 2004. June. P. 4—30.

5. **BSI.** Code of practice for fatigue design and assessment of steel. BS 7608: 1993 (with amendments AMD 8337, 15 February, 1995).

УДК 621.9.08.001.573

В. А. ПЕЧЕНИН, М. А. БОЛОТОВ, канд. техн. наук (Самарский государственный аэрокосмический университет им. С. П. Королева), e-mail: vadim.pechenin2011@yandex.ru

Погрешности базирования при координатных измерениях цилиндрических зубчатых колес[1]

На основе алгоритма наилучшего совмещения получена математическая модель для определения погрешностей базирования при координатных измерениях зубчатых колес с использованием штифтовой оснастки.

Ключевые слова: зубчатое колесо, базирование, погрешность, итеративный алгоритм ближайших точек, радиальное биение, толщина зуба, штифтовая оснастка.

On the base of algorithm of best adjustment, the mathematical model for determination of referencing errors at coordinate measurements of tooth wheels with the use of dowel tooling is obtained.

Keywords: tooth wheel, referencing, error, iterative closest point algorithm, radial runout, tooth thickness, dowel tooling.

В машиностроении большое значение имеют высокоточные измерения деталей, которые должны быть универсальными и выполняться с высокой производительностью. На аэрокосмических предприятиях широко используют, например, координатный метод измерений с помощью трехосевых координатно-измерительных машин (КИМ) и компьютеров. Такие средства измерений отвечают предъявляемым требованиям.

Одними из наиболее сложных и ответственных при изготовлении деталей, в частности авиационных двигателей, являются зубчатые колеса, измерения которых затрудняются наличием сложнопрофильных поверхностей, задаваемых специфическими параметрами, нормирующими их точность, и высокими требованиями к допустимым погрешностям измерений.

Измерения зубчатых колес осуществляют в следующей последовательности: предварительное (стартовое) базирование; чистовое базирование; измерение профиля (поверхности) зубьев; расчет измеряемых геометрических параметров. Каждый из этапов характеризуется своими проблемами. Этап чистового базирования, при котором определяется пространственное расположение измеряемого зубчатого колеса относительно осей координатно-измерительной машины, является особенно ответственным. Определенное пространственное положение зубчатого колеса существенно влияет на расчет большинства измеряемых геометрических параметров. Поэтому особенно актуально на данном этапе исследование погрешностей, возникающих при базировании.

В работе предлагается математическая модель процесса базирования и проведения теоретических исследований на основе априори известных производственных погрешностей, допускаемых при изготовлении зубчатых колес.

Аналитический обзор работ по координатным измерениям показал широкое использование исследователями подхода, называемого виртуальной координатно-измерительной машиной [1] для моделирования процесса и оценки погрешностей измерений геометрических параметров. Для этого предполагается создание математической модели и реализующих ее программных алгоритмов координатных измерений. Рассмотрим подробнее базирование зубчатых колес на КИМ.

Методы базирования углового положения зубчатого колеса

Известно, что для измерения линейно-угловых геометрических параметров, отклонений расположения и формы деталей задаются измерительные базы, например поверхности и оси. При выполнении измерений на контрольно-измерительных приспособлениях измерительные базы совмещаются с базами приспособлений. Деталь выставляют соответствующим образом в приспособлении с помощью установочных элементов. Аналогичный способ измерения возможен и с использованием КИМ. Однако в ряде случаев применение установочных элементов или невозможно, или затруднительно и может привести к образованию дополнительных погрешностей. Поэтому при координатных измерениях часто используют математическое базирование, которое заключается в предварительном измерении базовых элементов детали, расчете измерительных баз (поверхностей и осей) и принятии их в дальнейших расчетах за базы.

При математическом базировании рассчитывают расположение системы координат детали (СКД) по предварительно измеренным в системе координат машины (СКМ) точкам базовых элементов (поверхностей) детали с последующей трансформацией координат точек других элементов (поверхностей) детали из СКМ в СКД. При этом рассчитывают оптимальную матрицу M преобразования, обеспечивающую наилучшее совмещение измеренных точек с соответствую-

[1] Работа выполнена по программе "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014—2020 гг." Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках проекта RFMEFI57815X0131.

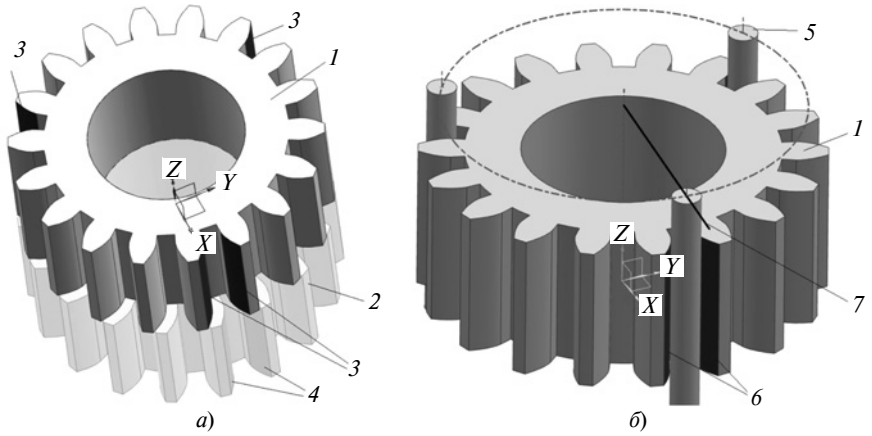


Рис. 1. Угловое базирование зубчатого колеса с использованием алгоритма ICP (*а*) и штифтовой оснастки (*б*):

1 — измеряемое колесо; *2* — CAD-модель; *3* и *4* — поверхности совмещения колеса и CAD-модели; *5* — штифт; *6* — боковые поверхности зубьев; *7* — рассчитываемая ось

щими номинальными точками. Матрица содержит три компоненты перемещения вдоль координатных осей (ΔX, ΔY и ΔZ) и три компоненты вращения вокруг координатных осей ($\Delta\Phi$, $\Delta\Theta$ и $\Delta\Psi$).

При определении системы координат детали необходимо установить положение главной оси, направление второй оси и центр системы координат. Для зубчатых колес направление оси вращения задается по центральному посадочному отверстию. После измерения данной поверхности множество измеренных точек аппроксимируется геометрическим элементом "цилиндр" с использованием метода наименьших квадратов (МНК). Ось цилиндра является осью вращения. Затем измеряется торцевая плоскость. На пересечении торцевой плоскости и цилиндрической поверхности посадочного отверстия задается точка начала координат.

Направление второй оси СКД можно определить двумя способами. В первом способе используют операцию наилучшего совмещения измеренных боковых эвольвентных поверхностей (профилей) зубьев с соответствующими им номинальными поверхностями (профилями). Для реализации способа измеряют массив точек на эвольвентных поверхностях зубьев и совмещают их с соответствующими точками на CAD-модели зубчатого колеса. На рис. 1, *а* приведена схема математического базирования углового положения зубчатого колеса.

Стандартным алгоритмом, решающим проблему наилучшего совмещения, является итеративный алгоритм ближайших точек (ICP) [2], в котором на каждой итерации методами нелинейного оптимизационного поиска рассчитывают углы поворота и перемещения вдоль координатных осей. Целевая функция алгоритма совмещения имеет вид:

$$f(\Delta X, \Delta Y, \Delta Z, \Delta\Phi, \Delta\Theta, \Delta\Psi) = \\ = \frac{1}{N}\sum_{1}^{N} d_i^2 \to \min, \qquad (1)$$

где d_i — расстояние между измеренной точкой i, вектор координат которой преобразован с помощью матрицы M, и соответствующей номинальной точкой; N — число пар точек совмещения.

В случае совмещения углового расположения матрица M содержит лишь угол $\Delta\Psi$ вращения вокруг оси z. Параметры функции (1) определяют методами нелинейной оптимизации. В разработанной модели использовали метод последовательного квадратичного программирования [3].

Измерение множества точек эвольвентных поверхностей для определения направления второй оси весьма трудоемко, к тому же процедура совмещения по данным поверхностям может привести к погрешностям.

По второму способу для определения второй оси СКД зубчатого венца используют высокоточные оправки со штифтами (рис. 1, *б*). Рассмотрим последовательность базирования углового положения зубчатого колеса с использованием штифтов. Штифты *5* с помощью самоцентрирующего патрона прижимаются к боковым поверхностям *6* зубьев зубчатого колеса *1*. Измеряют сечения штифтов *5* с помощью измерительного наконечника КИМ и определяют координаты их центров. По координатам центра одного из штифтов и центра оси вращения задают прямую *7*, проекция которой на плоскость, перпендикулярную к оси вращения, определит искомую вторую ось детали.

Координаты центров сечений цилиндрических штифтов можно рассчитать по параметрам сопряжения соответствующих поверхностей зубьев и штифтов. Для решения этой задачи была создана модель сопряжения двух деталей по нескольким поверхностям.

Универсальным подходом к расчету параметров сопряжения кривых, поверхностей и групп поверхностей деталей может служить метод, основанный на использовании процедуры наилучшего совмещения (ICP) при наличии ограничений на пересечение поверхностей. Для точного нахождения сопряженного состояния необходимо определить соответствующие совмещаемые точки, принадлежащие сопрягаемым поверхностям, следующим образом: задать точки на первой сопрягаемой поверхности; через заданные точки построить нормали; рассчитать точки пересечения нормалей и второй сопрягаемой поверхности.

Алгоритм ICP сопряжения цилиндрических поверхностей с

боковыми поверхностями зубьев можно представить в виде:

$$f(R,\ T) = \\ = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\|\bar{p}_{\text{п}2i} + T - \bar{p}_{\text{п}1i}\|^2 \to 0,$$

где n — число точек совмещения; $\bar{p}_{\text{п}1i}$ — координаты точки на сопрягаемой поверхности 1; T — вектор транспонирования точки; $\bar{p}_{\text{п}2i}$ — координаты точки на поверхности 2, соответствующей точке $\bar{p}_{\text{п}1i}$ на поверхности 1.

Для исключения пересечений двух поверхностей есть система ограничений [4]:

$$\begin{cases}(\bar{p}_{\text{п}2i} - \bar{p}_{\text{п}1i})^T \cdot \bar{n}_1 \geq 0;\\ (\bar{p}_{\text{п}2i} - \bar{p}_{\text{п}1i})^T \cdot \bar{n}_i \geq 0,\end{cases}$$

где $\bar{n}_i$ — вектор нормали i-й точки сопрягаемой поверхности 1.

При базировании зубчатых колес в угловом направлении (вращение вокруг оси z) погрешности можно выразить разностью между углом, рассчитанным с помощью одного из указанных методов, и действительным углом, выраженными длиной дуги начальной окружности зубчатого колеса:

$$\delta_\Psi = (\Psi_\text{р} - \Psi_\text{д})d_w/2, \qquad (2)$$

где $\Psi_\text{р}$ и $\Psi_\text{д}$ — соответственно рассчитанный и действительный углы второй оси системы координат зубчатого колеса; d_w — диаметр начальной окружности зубчатого колеса.

Модель действительной геометрии зубчатых колес

Для геометрического описания кривых и поверхностей зубчатого колеса использовали сплайновые параметрические уравнения. Для задания поверхностей использовали нормализованный кубический сплайн третьей степени [5]. Математический сплайн — это кусочный полином степени K с непрерывной производной степени $K - 1$ в точках соединения сегментов (задающих точках). Число точек для задания сплайнов зубьев в модели подбирали так, чтобы расстояние между сплайном и исходной эвольвентной поверхностью не превышало 0,1 мкм.

Готовые детали имеют отклонения от эталонной CAD-модели (чертежа), которые должны находиться в пределах установленных допусков на размеры, отклонения формы и расположения поверхностей.

Для зубчатых колес существуют четыре типа норм точности [6, 7], величины которых контролируются:

1) нормы кинематической точности;
2) нормы плавности работы;
3) нормы бокового зазора;
4) нормы контакта зубьев.

Для исследований точности измерений разработали действительную модель зубчатого колеса, позволяющую воспроизводить отклонения геометрии, возникающие при изготовлении колес.

В модели были заложены отклонения, характеризующие кинематическую точность и плавность работы: погрешность профиля зуба; погрешность шага зубчатого колеса; радиальное биение зубчатого венца; отклонение толщины зуба, характеризуемое наименьшим отклонением E_{cr} толщины зуба и допуском T_c на толщину зуба.

Модель координатных измерений поверхностей зубьев зубчатого венца

При математическом базировании использовали модель, позволяющую рассчитывать координаты точек при измерении поверхностей зубчатого колеса на контактной КИМ [8]. Координаты каждой измеряемой точки рассчитывали по формуле

$$\bar{D} = \bar{O} + (R + \delta_r)\cdot \bar{N}_\text{п},$$

где $\bar{D}$ — вектор координат (x, y, z) измеренной точки; $\bar{O}$ — вектор координат (x, y, z) центра измерительного наконечника; $\bar{N}_\text{п}$ — вектор нормали подвода измерительного наконечника; R — радиус измерительного наконечника; δ_r — случайная составляющая погрешности измерения.

Случайные ошибки появляются при многократных повторных измерениях одной и той же неслучайной величины, когда получают разные результаты измерения [9].

Результаты исследований

Моделировали измерения зубчатого колеса со степенью точности 6-5-5 по ОСТ 1.41671—77 и основными геометрическими размерами и допусками, приведенными в табл. 1. Выполнили моделирование 50 зубчатых колес с отклонениями геометрических параметров от эталона в пределах допусков, определяемых заданной точностью и основными геометрическими параметрами.

В обоих методах каждое зубчатое колесо базировали по боковым поверхностям шести зубьев (см. рис. 1, *б*). При базировании методом ICP получили шесть возможных случаев базирования каждого зубчатого колеса (при общем числе зубьев, равном 18). При базировании по штифтам согласно формуле (2) рассчитали 18 погрешностей для каждого колеса.

На рис. 2 приведены гистограммы рассчитанных по формуле (2) погрешностей, возникающих при базировании измеренных и соответствующих эталон-

Таблица 1

Параметр	Значение
Число зубьев z	18
Модуль m, мм	2
Угол α зацепления	25°
Диаметр делительной окружности d, мм	36
Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r, мкм	36
Предельные отклонения шага зацепления f_{Pb}, мкм	±6
Допуск на погрешность профиля зуба f_f, мкм	6
Нормы бокового зазора, мкм:	
E_{CS}	90
T_C	85

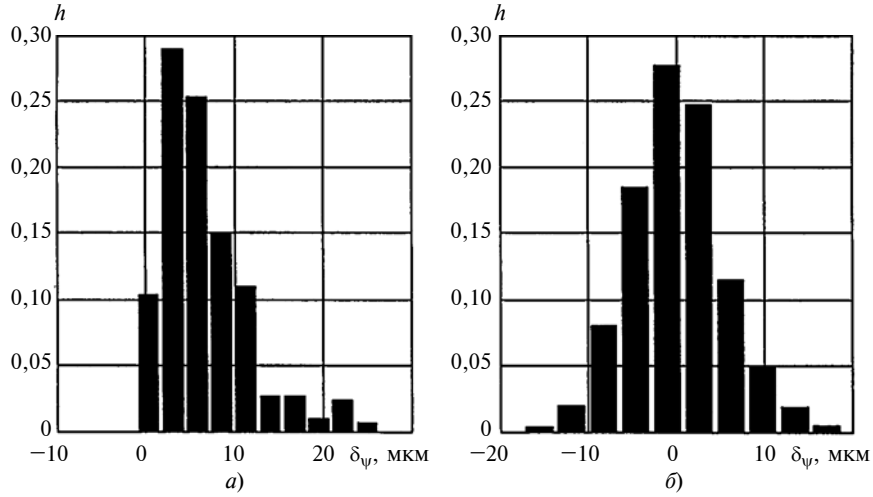


Рис. 2. Гистограммы погрешностей углового базирования зубчатых колес с использованием алгоритма ICP (*а*) и штифтовой оснастки (*б*) (*h* — относительная частота)

ных CAD-поверхностей как с использованием алгоритма ICP, так и с использованием штифтовой оснастки. При базировании зубчатого колеса в угловом направлении вокруг оси вращения с использованием штифтовой оснастки распределение погрешностей подчиняется нормальному закону.

В табл. 2 приведены математические ожидания μ и среднеквадратические отклонения (СКО) погрешностей базирования в угловом направлении для выборки зубчатых колес с уровнем доверительной вероятности 99,73 %, а также коэффициенты *r* корреляции между моментными характеристиками погрешностей и геометрическими отклонениями колес.

Значительные отклонения, которые соизмеримы с допуском на радиальное биение и в разы меньше допуска на толщину зуба, характерны для обоих методов базирования. При базировании с использованием алгоритма ICP наибольшая погрешность имеет место 0 до величины, примерно равной допуску на отклонение шага зубьев. При использовании специальной штифтовой оснастки математическое ожидание μ практически равно 0. Определение коэффициентов корреляции показало, что наибольшее влияние на величину погрешности и размах отклонения при использовании алгоритма ICP оказывает погрешность толщины зубьев. Погрешность шага зубьев мало влияет на характер смещения центра группирования. При базировании с использованием штифтов на величину погрешности большое влияние оказывает погрешность толщины зубьев. В этом случае на дисперсию погрешности в отличие от базирования с использованием алгоритма ICP больше влияет радиальное биение и меньше погрешность шага зубьев.

Таким образом, математическое моделирование погрешностей базирования зубчатых колес в угловом направлении с использованием КИМ показало влияние на них отклонений геометрии зубчатого колеса. Установлено, что при базировании с использованием специальной штифтовой оснастки ожидаемая погрешность существенно меньше погрешности при базировании с использованием алгоритма наилучшего совмещения, но в последнем случае немного меньшее СКО погрешности.

Таблица 2

Рассчитываемый параметр	Базирование с использованием алгоритма ICP (числитель) и штифтовой оснастки (знаменатель)	
	μ	СКО
Погрешность базирования δ_Ψ, мкм	6,43/−0,03	4,55/5,28
Коэффициент *r* корреляции погрешности:		
δ_Ψ с величиной f_{Pb}	−0,4076/−0,1504	−0,0494/0,5734
δ_Ψ с величиной T_c	−0,9539/−0,9026	0,9242/0,2714
δ_Ψ с величиной F_r	−0,0058/0,1667	0,0379/0,7415

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Trapet E., Waldele F.** The virtual CMM concept // World scientific publ. comp. 1996. P. 238—247.
2. **Besl P. J., Mckay N. D.** A method for registration of 3-D shapes // IEEE. Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence. 1992. V. 14. N. 2. P. 239—256.
3. **Powell M. J. D.** A fast algorithm for nonlinearly constrained optimization calculations, numerical analysis // Numerical Analysis. 1978. V. 630. P. 144—157.
4. **Pierce R. S., Rosen D.** Simulation of mating between nonanalytical programing formulation // Journal of Computing and Information Science in Engineering. 2007. V. 7. N. 4. P. 314—321.
5. **Роджерс Д., Адамс Дж.** Математические основы машинной графики: Пер. с англ. М.: Мир, 2001. 604 с.
6. **ГОСТ 1643—81.** Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. М.: ИПК "Издательство стандартов", 2003. 39 с.
7. **Goch G.** Gear metrology // Annals of CIRP. 2003. V. 52. N. 2. P. 659—695.
8. **Печенин В. А., Болотов М. А., Рузанов Н. В.** Модель координатных измерений геометрии поверхностей сложной формы // Вестник Тамбовского ГУ. 2015. Т. 21. № 4. С. 675—685.
9. **Uncertainties** in CMM measurements, Control of ISO specifications / J. M. Sprauel, J. M. Linares, J. Bachmann, P. Bourdet // CIRP Annals — Manufacturing Technology. 2003. V. 52. N. 1. P. 423—426.

УДК 621.7

Я. М. КЛЕБАНОВ, д-р техн. наук (СГАУ, г. Самара), А. С. ЧАЛКИН (ОАО "Кузнецов", г. Самара),
e-mail: jklebanov@mail.ru

Оценка нижней границы предела приспособляемости тонкостенных конструкций из материала СИАЛ методом конечных элементов

Предложен способ численного определения нижней границы предела приспособляемости композиционного материала СИАЛ на основании теоремы Мелана и метода суперпозиции.

Ключевые слова: композиционный материал СИАЛ, алюминиевый сплав, стекловолокно, механические свойства, приспособляемость, теорема Мелана, циклическая несущая способность, нижняя граница приспособляемости.

The method of numerical determination of lower limit of adaptability of GLARE composite material based on Melan's theorem and superposition method is suggested.

Keywords: GLARE composite material, aluminum alloy, fiberglass, mechanical properties, adaptability, Melan's theorem, cyclic load-carrying ability, lower limit of adaptability.

Материалы СИАЛ представляют собой тонкие (0,2÷0,5 мм) листы из алюминиевого сплава и промежуточные тонкие (0,2÷0,4 мм) слои полимерного композита, состоящего из термореактивных клеевых связующих и высокопрочных армирующих стеклянных волокон. Такая компоновка обеспечивает высокую трещиностойкость, повышенную коррозионную стойкость, усталостную прочность, хорошую сопротивляемость ударным нагрузкам, меньший удельный вес по сравнению с цельнометаллической конструкцией [1]. Эти качества позволяют успешно использовать СИАЛ в разных отраслях промышленности [2].

Для изучения и совершенствования перечисленных выше свойств конструкционных слоистых материалов проведены большие теоретические и экспериментальные исследования. Детально проанализированы многоцикловая усталость и трещиностойкость, коррозионная стойкость, сопротивляемость ударным нагрузкам, статические свойства, устойчивость формы конструкционных элементов [3—7]. Однако до последнего времени изучению циклической несущей способности конструкционных слоистых материалов уделялось недостаточно внимания, хотя повторные циклические перегрузки, при которых могут возникать пластические деформации, характерны для многих случаев применения таких материалов.

В статье на примере СИАЛ рассматривается подход к оценке нижней границы приспособляемости гибридных листовых композиционных материалов, основанный на адаптированном для таких материалов численном методе суперпозиции [8].

Создание численных методов для оценки верхних и нижних границ приспособляемости конструкций обусловлено ограниченными возможностями аналитических вычислений. Разработаны подходы к решению задач приспособляемости, основанные на методе конечных элементов (МКЭ), теории математической оптимизации, методах анализа несущей способности конструкций, к числу которых относятся методы математического программирования и упругих компенсаций, линейный метод согласования и др. [9].

Распространение получил относительно простой метод суперпозиции полей напряжений при упругом и пластическом деформировании в условиях пропорционального и непропорционального нагружения, основанный на теореме Мелана [10, 11]. В работах [12, 13] он был использован при одновременном приложении циклических механических и тепловых нагрузок, когда для заданного соотношения внешних воздействий решаются задачи упругости и пластичности с постепенным ступенчатым увеличением нагрузок вплоть до предела кратковременной прочности.

В статье метод суперпозиции адаптируется для совместного циклического воздействия сил и моментов на элемент тонкостенной конструкции из материала СИАЛ. Поскольку поведение стеклопластика носит хрупкий характер и пластические деформации могут развиваться только в металлических слоях, то используется условие текучести Мизеса, на основании которого определяется нижняя граница приспособляемости. При наложении полей упругих и остаточных напряжений должно выполняться условие

$$\left|\sigma_{kl}^{e}+\sigma_{kl}^{r}\right|_{\max} \le \sigma_y, \quad k,\ l = 1,\ 2,\ 3, \qquad (1)$$

где σ_y — предел текучести материала; σ_{kl}^{e} — упругие напряжения, соответствующие приложенным механическим и тепловым нагрузкам; σ_{kl}^{r} — самоуравновешенные остаточные напряжения.

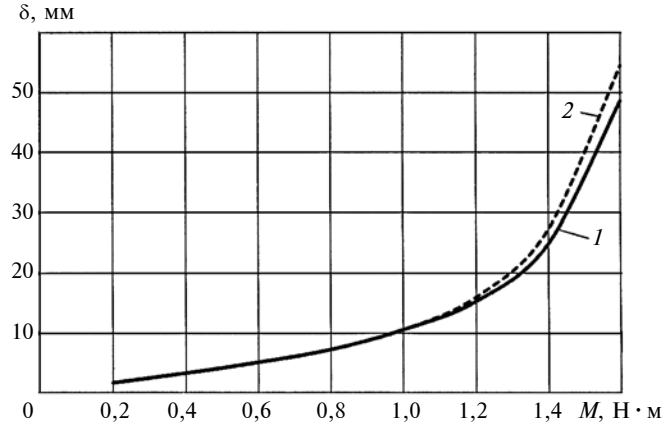


Рис. 1. Зависимости прогиба δ от изгибающего момента *M* в центре балки из сплава 1441 (*1*) и материала 1441-СИАЛ-3-1 (*2*)

Левая часть выражения (1) представляет собой максимальное по всей конструкции эквивалентное напряжение по Мизесу, получаемое в результате суперпозиции полей напряжений σ_{kl}^{e} и σ_{kl}^{r}. Состояние, при котором напряжения не выходят за пределы поверхности текучести при любых изменениях нагрузок, называют безопасным.

При наступлении приспособляемости также должно выполняться условие

$$\left|\sigma_{kl}^{r}\right|_{\max} \le \sigma_y, \quad k, l = 1, 2, 3. \qquad (2)$$

Предлагаемый подход к определению циклической несущей способности СИАЛ численно реализуется на основе его моделирования на мезоуровне: волокна и матрица стеклопластика не моделируются и стеклопластиковый слой рассматривается как гомогенизированный анизотропный упругий материал.

Металлические слои считаются идеальным упругопластическим материалом, поверхность текучести которого при деформировании не изменяется. Последовательность вычислений аналогична последовательности в работе [13] с той разницей, что в качестве нагрузок рассматриваются внутренние силы и моменты, действующие в сечении многослойной оболочки.

В упругопластических задачах в наиболее нагруженных точках металлических слоев композита интенсивность напряжений равна пределу текучести. Поэтому достаточно проверить условие (2). В общем случае необязательно рассматривать все шаги, увеличивая нагрузку до кратковременной предельной несущей способности. Ее можно увеличивать ступенчато до получения оценки нижней границы приспособляемости. При нарушении условия безопасности напряженного состояния решения для двух последних циклов интерполируются на основании метода деления отрезка пополам до достижения заданной точности.

Таким образом, в ходе расчетов определяется безопасное поле остаточных напряжений, соответствующее наибольшей нагрузке, при которой интенсивность остаточных напряжений не превышает предела текучести материала. Эта нагрузка является оценкой нижней границы приспособляемости.

В качестве примера рассмотрим определение циклической несущей способности трехслойного композита 1441-СИАЛ-3-1, диаграмма деформирования которого в поперечном направлении приведена в работе [14]. Механические свойства алюминиевого сплава 1441 (внешние слои) приведены в работе [2]. Толщина внешних слоев из алюминия — 0,5 мм, толщина среднего слоя из стеклопластика — 0,3 мм. Конечно-элементная модель полоски из материала 1441-СИАЛ-3-1 создана в программе CAE ANSYS с помощью многослойных оболочечных конечных элементов SHELL281, позволяющих учитывать конечные деформации. Моделирование условий статического растяжения этой полоски позволило определить поперечные свойства стеклопластика: модуль упругости 22 ГПа и коэффициент Пуассона 0,3. При этом было принято, что стеклопластик сохраняет упругие свойства вплоть до разрушения, а технологические остаточные напряжения отсутствуют.

Для оценки влияния среднего слоя на упругопластическое поведение композита при кратковременном нагружении в условиях чистого изгиба был проведен расчетный эксперимент с помощью МКЭ. Балку из материала 1441-СИАЛ-3-1 длиной 100 мм, шириной 10 мм и толщиной 1,3 мм, шарнирно опертую по концам, нагружали изгибающим моментом *M*. Результаты расчета сравнивали с расчетными данными нагружения балки из сплава 1441, выполненной в виде однородной пластины, геометрические характеристики которой идентичны балке из композита. Зависимости прогибов δ центров обеих балок от изгибающего момента *M* показаны на рис. 1. На упругом участке (0,2÷0,8 Н · м) поведение балок практически одинаковое, так как в композите нагружены главным образом внешние металлические слои. С увеличением изгибающего момента после достижения предела текучести материала внешних слоев нагрузка все больше воспринимается слоем из стеклопластика. Но так как модуль упругости стеклопластика меньше модуля упругости сплава 1441, то прогиб балки из материала СИАЛ при одном и том же изгибающем моменте будет больше. Однако разрушение балки из композита произойдет

при большем изгибающем моменте, так как предел прочности стеклопластика значительно выше предела прочности алюминиевого сплава.

Были определены границы приспособляемости материала СИАЛ на примере шарнирно опертой трехслойной пластины из 1441-СИАЛ-3-1 длиной 100 мм, шириной 10 мм и толщиной 1,3 мм, нагруженной растягивающей силой P и изгибающим моментом M (рис. 2). Нагрузки изменяли по отнулевому (пульсирующему) циклу ($0 \to \max \to 0$). Было принято, что средний слой — идеально упругий материал с ортотропными свойствами, направление которых соответствует схеме армирования стеклопластика.

Границу приспособляемости для разных отношений P и M определяли двумя способами: на основании теоремы Мелана с помощью разработанного метода и пошаговым циклическим нагружением. В последнем случае расчеты повторяли при разных усилиях и общем числе циклов нагружения не более 200. За предел приспособляемости принимали соотношения P/P_0 и M/M_0, при которых после 150 циклов пластические деформации не накапливались. Здесь M_0 и P_0 — изгибающий момент и растягивающее усилие, соответствующие достижению предела текучести в условиях чистого изгиба и чистого растяжения соответственно. Границу несущей способности оценивали по пределу прочности стеклопластика [15].

Численные результаты для элемента тонкостенной оболочки из материала СИАЛ приведены на рис. 3. Сопоставление границ области приспособляемости, полученных на основании статической теоремы Мелана и прямым пошаговым расчетом, подтвердило достаточную точность (расхождение не более 4 %) предложенного численного метода. На рис. 3 обозначено: A — область упругого деформирования; B — область приспособляемости; C — условная область приспособляемости, которая является недостижимой, так как разрушение слоя стеклопластика происходит раньше наступления приспособляемости в металлических слоях; D — область, в которой приспособляемость отсутствует. При определенных соотношениях нагрузок: $1{,}25 \le MP_0/M_0P \le 0{,}156$ область B приспособляемости ограничена сверху линией 2 кратковременной несущей способности, положение которой определяется пределом прочности стеклопластика. При его увеличении область B приспособляемости может включать в себя и области C. Таким образом, в зависимости от условий нагружения и требований, предъявляемых к конструкции, области C и D можно увеличивать или уменьшать, изменяя жесткость и прочность стеклопластика, направление и степень армирования, а также толщину алюминиевых слоев и слоя стеклопластика.

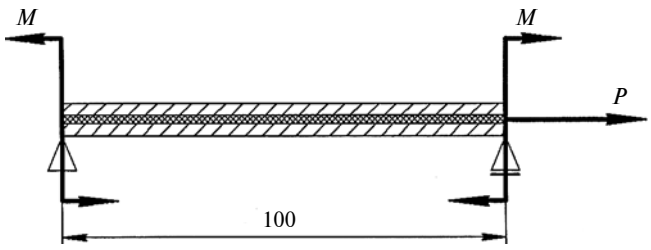


Рис. 2. Схема приложения внешних усилий при изгибе пластины

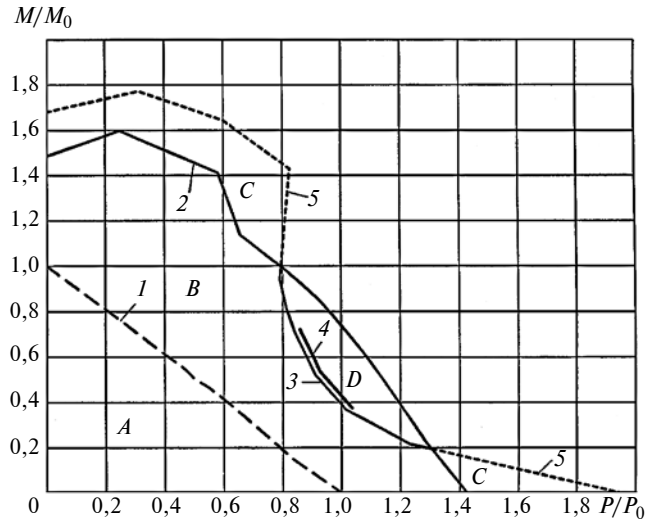


Рис. 3. Диаграмма предельных нагрузок при изгибе (M/M_0) и растяжении (P/P_0) пластины из материала СИАЛ:

1 — граница области упругого деформирования; *2* — граница предельной несущей способности; *3* — нижняя граница приспособляемости; *4* — граница приспособляемости, полученная в результате пошаговых расчетов; *5* — условная граница приспособляемости

В качестве примера расчета конструкции из материала СИАЛ был рассмотрен обтекатель основных стоек шасси самолета. В качестве обшивки обтекателя использовали трехслойный композит 1441-СИАЛ-3-1. На обтекатель действуют аэродинамические нагрузки в виде распределенного статического давления p (рис. 4, см. обложку). Обтекатель крепится по переднему и заднему шпангоутам, промежуточные шпангоуты придают конструкции дополнительную жесткость.

В пакете ANSYS с использованием плоского элемента SHELL281 была создана конечно-элементная модель обтекателя. По результатам расчета (рис. 5, см. обложку) определили наиболее нагруженное место, в котором действуют как растягивающие усилия, так и изгибающие моменты. Поскольку напряжения, вызываемые растягивающими усилиями, пренебрежимо малы по сравнению с напряжениями, вызываемыми изгибающими

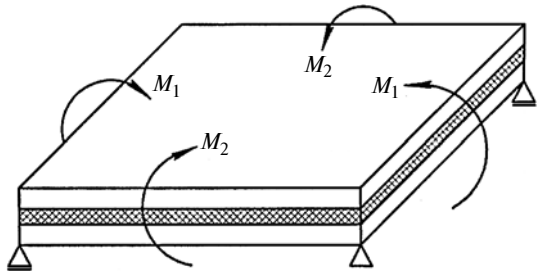


Рис. 6. Расчетная схема изгиба квадратной пластины

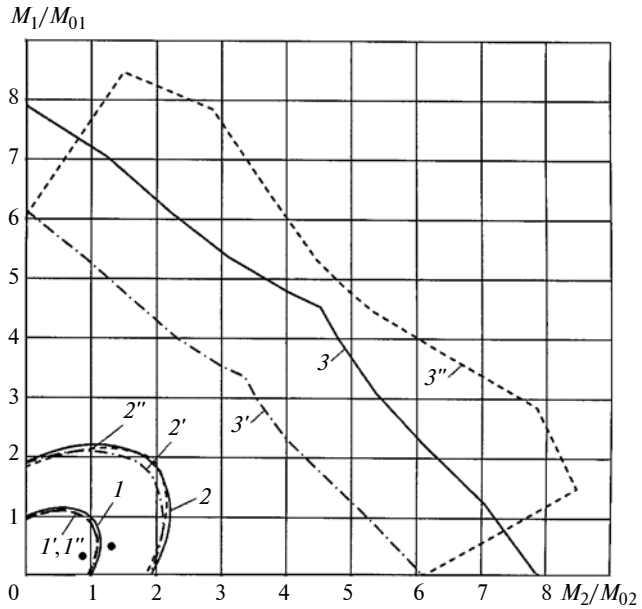


Рис. 7. Диаграммы предельных нагрузок при изгибе квадратной пластины из материала СИАЛ:

1 — граница области упругого деформирования; *2* — нижняя граница приспособляемости; *3* — граница предельной несущей способности; *1—3* — вариант с исходными толщинами слоев, *1′—3′* и *1″—3″* — соответственно первый и второй варианты сочетания толщин слоев

моментами, то при определении области приспособляемости растягивающие усилия не учитывали. В этом наиболее нагруженном месте в перпендикулярных плоскостях действуют следующие изгибающие моменты: $M_1 = 0{,}31$ Н · м и $M_2 = 0{,}82$ Н · м.

Для определения приспособляемости использовали расчетную схему в виде шарнирно опертой квадратной пластины, нагруженной изгибающими моментами M_1 и M_2 (рис. 6). Свойства композита в соответствующих ортогональных направлениях приняты одинаковыми. Результаты расчетов приведены на рис. 7, где круглыми точками указаны расчетные моменты в обтекателе, соответствующие приведенным выше номинальным моментам M_1 и M_2 и случаю перегрузки, при которой номинальные значения в 1,5 раза больше. Изгибающие моменты, при приложении каждого из которых в материале достигается предел текучести, обозначены M_{01} и M_{02}.

Влияние толщин слоев композита на его несущую способность оценивали по трем вариантам: первый — толщина верхнего слоя увеличена на 0,1 мм, нижнего — уменьшена на 0,1 мм (см. рис. 7, кривые *1′*, *2′*, *3′*); второй — толщина верхнего слоя уменьшена на 0,1 мм, нижнего — увеличена на 0,1 мм (см. рис. 7, кривые *1″*, *2″*, *3″*); третий — толщина среднего слоя увеличена на 0,1 мм, а каждого из наружных слоев — уменьшена на 0,05 мм (рис. 8, кривые *1′*, *2′*, *3′*). Таким образом, во всех вариантах общая толщина композита оставалась постоянной, а в первом и втором вариантах сохранялся удельный вес всего композита. На рис. 7—9 сплошные линии относятся к варианту с исходными толщинами слоев.

При изменении толщин верхнего и нижнего слоев в первом и втором вариантах граница упругого деформирования смещается в сторону меньших нагрузок (см. рис. 7, кривые *1′*, *1″*). Подобным образом изменение толщин слоев влияет и на границу приспособляемости (см. рис. 7, кривые *2′*, *2″*). Следовательно, предпочтительной является схема СИАЛ со слоями алюминиевого сплава равной толщины, так как в этом случае больше зона упругого деформирования и выше предел приспособляемости.

Влияние толщины среднего слоя из стеклопластика в третьем варианте иллюстрирует рис. 8. При увеличении толщины среднего слоя из КМ на основе стекловолокна пределы упругости и приспособляемости практически не изменяются, однако предельная несущая способность существенно снижается. Это обусловлено тем, что при нагрузках, соответствующих кривым *3*, предел текучести по всей толщине слоев из сплава 1441 уже достигнут, и несущая способность конструкции определяется только средним слоем из стеклопластика. Поэтому при увеличении толщины среднего слоя момент сопротивления изгибу этого слоя также увеличивается, что приводит к увеличению напряжений на внешней поверхности среднего слоя и является причиной смещения границы предельной несущей способности в сторону уменьшения (см. рис. 8, кривая *3′*).

Рассмотрели также вариант пятислойной пластины из материала СИАЛ. Толщины металлических и стеклопластиковых слоев приняли такие же, как и в трехслойной пластине 1441-СИАЛ-3-1, но добавили один слой из стеклопластика и один слой из сплава 1441.

При увеличении числа слоев существенно повышается прочность конструкции, о чем свидетельствует увеличение области упругого деформи-

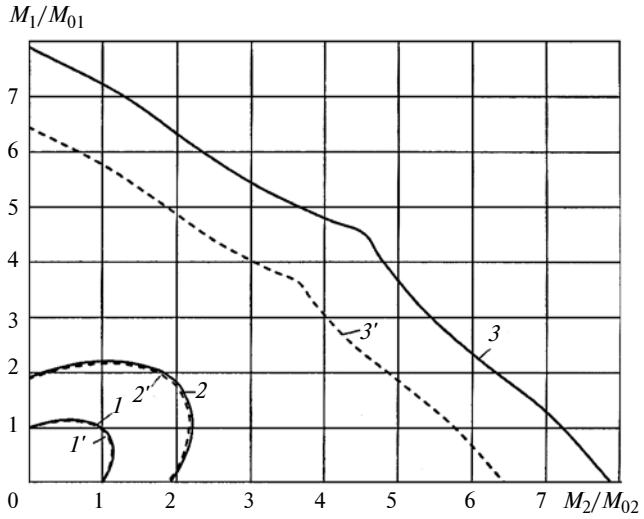


Рис. 8. Диаграммы предельных нагрузок квадратной пластины:
1'—3' — третий вариант сочетания толщин слоев; остальные обозначения те же, что и на рис. 7

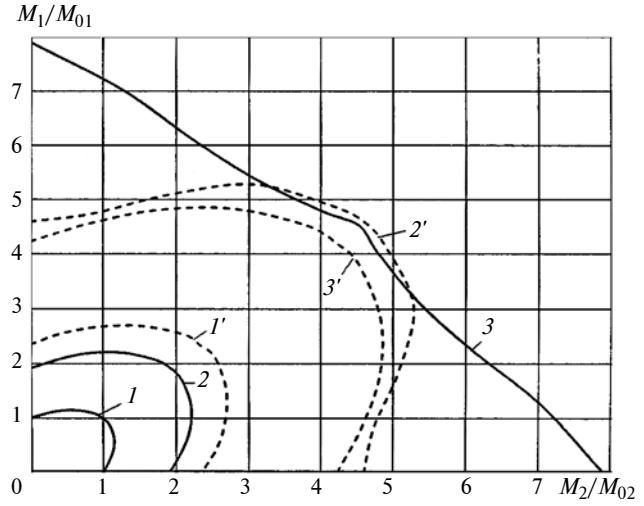


Рис. 9. Диаграммы предельных нагрузок трехслойного (*1—3*) и пятислойного (*1'—3'*) композитов:
остальные обозначения те же, что и на рис. 7

рования. В пятислойном композите расчетная граница приспособляемости смещается за границу предельной несущей способности (см. рис. 9, кривые *2'*, *3'*). Следовательно, для многослойных конструкций область приспособляемости сверху будет ограничена кривой предельной несущей способности.

Проведенные исследования подтвердили эффективность применения адаптированного к слоистым композитным материалам численного метода анализа приспособляемости — метода суперпозиции. Полученные результаты показали, что изменяя размеры и свойства слоев, можно обеспечить высокую циклическую несущую способность изделий из алюмостеклопластиков.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Каблов Е. Н.** Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 г. // Авиационные материалы и технологии. 2012. № 5. С. 7—17.

2. **Антипов В. В.** Технологичный алюминийлитиевый сплав 1441 и слоистые гибридные композиты на его основе // Металлург. 2012. № 5. С. 36—39.

3. **Конструкционные** слоистые материалы СИАЛ / В. В. Антипов, О. Г. Сенаторова, В. В. Сидельников, В. В. Шестов // Клеи. Герметики. Технологии. 2012. № 6. С. 13—18.

4. **Alderliesten R. C.** Critical review on the assessment of fatigue and fracture in composite materials and structures // Engineering Failure Analysis. 2013. V. 35. P. 370—379.

5. **Слоистые** алюмополимерные материалы СИАЛ / И. Н. Фридляндер, О. Г. Сенаторова, Н. Ф. Лукина, В. В. Антипов // Сб. 75 лет. Авиационные материалы. Избранные труды "ВИАМ" 1932—2007. М.: ВИАМ. 2007. С. 188—192.

6. **Chai G. B., Manikandan P.** Low velocity impact response of fibre-metal laminates — A review // Composite Structures. 2014. V. 107. P. 363—381.

7. **Static** properties of fibre metal laminates / M. Hagenbeek, et al. // Applied Composite Materials. 2003. V. 10. N. 4—5. P. 207—222.

8. **Muscat M., Mackenzie D., Hamilton R.** Evaluating shakedown under proportional loading by non-linear static analysis // Computers and Structures. 2003. V. 82. P. 1727—1737.

9. **Spiliopoulos K. V., Panagiotou K. D.** A numerical procedure for the shakedown analysis of structures under cyclic thermomechanical loading // Archive of Applied Mechanics September. 2015. V. 85. N. 9. P. 1499—1511.

10. **Preiss P.** On the shakedown analysis of nozzles using elastoplastic FEA // International Journal of Pressure Vessels and Piping. 1999. V. 76. P. 421—434.

11. **Muscat M., Hamilton R.** Elastic shakedown in pressure components under non-proportional loading // ASME, PVP 2002 Conference. Vancouver, BC Canada. 2002. V. 1522. P. 437—453.

12. **Кураева Я. В., Клебанов Я. М.** Применение метода конечного элемента для оценки нижней границы предела приспособляемости конструкций при одновременном воздействии механических и тепловых нагрузок // Известия вузов. Машиностроение. 2013. № 1. С. 43—49.

13. **Клебанов Я. М., Кураева Я. В.** Численный анализ приспособляемости деталей при циклическом термомеханическом нагружении // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2015. № 2. С. 60—68.

14. **Слоистые** алюмополимерные материалы СИАЛ / И. Н. Фридляндер, О. Г. Сенаторова, Н. Ф. Лукина и др. // Клеи. Герметики. Технологии. 2007. № 5. С. 15—17.

15. **Дементьева Л. А., Сереженков А. А., Бочарова Л. И.** Свойства композиционных материалов на основе клеевых препрегов // Клеи. Герметики. Технологии. 2012. № 6. С. 19—24.

УДК. 621.01

Б. А. ГОРДЕЕВ, д-р техн. наук (ИПМ РАН, г. Н. Новгород), А. В. ЛЕОНТЬЕВА, канд. техн. наук (Нижегородский ГУ им. Н. И. Лобачевского), А. С. ПЛЕХОВ, канд. техн. наук (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), А. Б. ГОРДЕЕВ, канд. техн. наук (Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет), e-mail: gord349@mail.ru

Демпфирование ударных нагрузок интегральными гидроопорами[1]

Для снижения вибраций и ударных нагрузок предложено использовать газогидравлический демпфер, в котором рабочим элементом является магнитореологиеская жидкость.

Ключевые слова: интегральная гидроопора, магнитореологическая жидкость, демпфер, гофрированная магнитострикционная мембрана.

For decrease of vibrations and impact loads it is suggested to use gas-hydraulic damper, the working element of which is magnetorheological liquid.

Keywords: integral hydromount, magnetorheological liquid, damper, corrugated magnetostriction membrane.

В теоретических и экспериментальных исследованиях динамических характеристик газогидравлических демпферов методами структурной механики [1—6] использовали переходную динамическую жесткость и механический импеданс из теории автоматического управления. Передаточные функции отношения вибрационной силы на выходе элемента к смещению или скорости на входе элемента соответственно в частотной области являются переходными характеристиками [5]. Газогидравлические демпферы могут найти применение в самосинхронизующихся системах, в частности в железнодорожном транспорте [6]. В работе [7] рассмотрены процессы дросселирования электрореологических рабочих сред в каналах гидравлических виброопор с учетом влияния внутренних и внешних магнитных полей. Однако газогидравлические демпферы, управляемые электромагнитными полями, имеют ограниченный частотный диапазон из-за остаточной магнитной индукции в ферромагнитных элементах демпфера, которая вызывает появление петли гистерезиса в элементах управления потоком рабочей жидкости [8—10]. Поэтому демпфирование ударных импульсов с помощью аксиально-симметричных трансформаторов не всегда эффективно. Целесообразнее использовать специально организованные кратковременные электромагнитные поля, создаваемые пьезоэлементами.

Рассмотрим случай аксиально-симметричного поля при $E_r = -\dfrac{\partial U}{\partial r} \neq 0$, $E_z = -\dfrac{\partial U}{\partial z} \neq 0$, $E_\varphi = 0$, где U — скалярный потенциал электрического поля; E_r, E_z, E_φ — координаты вектора напряженности E в цилиндрической системе координат.

При условии $v \approx v_z$, где v_z — скорость вдоль оси z. Потоки заряженных частиц через дроссельные каналы можно считать параксиальными.

Первое и второе уравнения Максвелла для проводящей среды приобретают вид:

$$\operatorname{rot}\dot{H} = \gamma\dot{E} = \dot{\delta}; \tag{1}$$

$$\operatorname{rot}\dot{E} = -j\omega\mu_a\dot{H}, \tag{2}$$

где $\dot{H}$ и $\dot{E}$ — комплексные напряженности магнитного и электрического полей соответственно; $\dot{\delta}$ — комплексная плотность тока по оси z в дроссельном канале; ω — частота внешнего динамического воздействия; μ_a — магнитная проницаемость среды.

Из выражений (1) и (2) следует, что $\operatorname{rot}\operatorname{rot}\dot{\delta} = -j\omega\gamma\mu_a\dot{\delta}$ или $(\operatorname{grad}\operatorname{div}\dot{\delta} - \nabla^2\delta z_0 = (-j\omega\gamma\mu_a)\dot{\delta}\, z_0$. Принимая во внимание, что $\operatorname{div}\dot{\delta} = 0$, получим $\nabla^2\dot{\delta} = j\omega\gamma\mu_a\dot{\delta}$. Раскрывая оператор Лапласа в цилиндрической системе координат и учитывая, что $\dot{\delta}$ не зависит от α и z, приходим к уравнению $\dfrac{1}{r}\left(\dfrac{d\dot{\delta}}{dr} + r\dfrac{d^2\dot{\delta}}{dr^2}\right) = j\omega\gamma\mu_a\dot{\delta}$ или $\dfrac{d^2\dot{\delta}}{dr^2} + \dfrac{1}{r}\dfrac{d\dot{\delta}}{dr} = j\omega\gamma\mu_a\dot{\delta}$. Обозначив $q^2 = -j\omega\gamma\mu_a$, получим уравнение $\dfrac{d^2\dot{\delta}}{dr^2} + \dfrac{1}{r}\dfrac{d\dot{\delta}}{dr} + q^2\dot{\delta} = 0$ или

$$\frac{d^2\dot{\delta}}{d(qr)^2} + \frac{1}{qr}\frac{d\dot{\delta}}{d(qr)} + \dot{\delta} = 0. \tag{3}$$

Уравнение (3) является частным случаем уравнения Бесселя, решив которое, получим:

$$\dot{\delta} = \dot{A}\,J_0(qr) + \dot{B}\,N_0(qr), \tag{4}$$

где $\dot{A}$ и $\dot{B}$ — комплексные постоянные интегрирования; $J_0(qr)$ — функция Бесселя нулевого порядка первого рода; $N_0(qr)$ — функция Бесселя нулевого порядка второго рода.

Второе слагаемое в уравнении (4) лишено физического смысла, так как при $qr = 0$ функция

[1] Работа выполняется при поддержке Российского научного фонда (грант № 15-19-10026).

$N_0(qr) \to \infty$ и плотность тока неограниченно возрастает, что на практике не наблюдается. Из уравнений (2) и (4) получим:

$$\dot{H} = -\frac{1}{q^2}\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}[\dot{A}\,J_0(qr)] =$$

$$= -\frac{\dot{A}}{q^2}\frac{\mathrm{d}[J_0(qr)]}{\mathrm{d}(qr)}\frac{\mathrm{d}(qr)}{\mathrm{d}r} = -\frac{\dot{A}}{q^2}q[-J_1(qr)]$$

или

$$\dot{H} = \frac{\dot{A}}{q}J_1(qr), \qquad (5)$$

где $J_1(qr)$ — функция Бесселя первого рода первого порядка.

Для определения $\dot{A}$ найдем магнитную напряженность $\dot{H}$ у стенок дроссельного канала, применив закон полного тока: $\frac{I}{2\pi a} = \frac{\dot{A}}{q}J_1(qa)$.

Отсюда определим

$$\dot{A} = \frac{qI}{2\pi a J_1(qa)}. \qquad (6)$$

Подставив значение $\dot{A}$, найденное по формуле (6), в формулы (4) и (5), получим:

$$\dot{\delta} = \frac{qIJ_0(qr)}{2\pi a J_1(qa)}; \qquad (7)$$

$$\dot{H} = \frac{IJ_1(qr)}{2\pi a J_1(qa)}, \qquad (8)$$

где $J_0(qr) = b_0 \mathrm{e}^{j\beta_0}$; $J_1(qr) = b_1 \mathrm{e}^{j\beta_1}$ — функции Бесселя нулевого и первого порядка первого рода.

По формулам (7) и (8) определим плотность потока заряженных частиц через дроссельный канал и напряженность магнитного поля в канале.

На основании изложенной концепции разработали макет интегральной гидроопоры [12] (рисунок). В корпусе *1* (основной элемент) закреплены: эластичная обечайка *2*, ограничивающая рабочую камеру *3*; опорная плата *4* с силовым агрегатом; разделительная перегородка *5* из пьезоэлектрических пластин, которые образуют внутреннюю полость *6* с расположенным в ней пакетом магнитострикционных диафрагм *7*, имеющих концентричные эластичные гофры *8*, закрепленные на внутренней поверхности корпуса *1*. В гофрах выполнены дроссельные отверстия *9*. Компенсационная камера *10* ограничена снизу гофрированной мембраной *11*. В разделительных перегородках *5* выполнены дроссельные отверстия *12*. В верхней перегородке отверстия направлены тангенциально

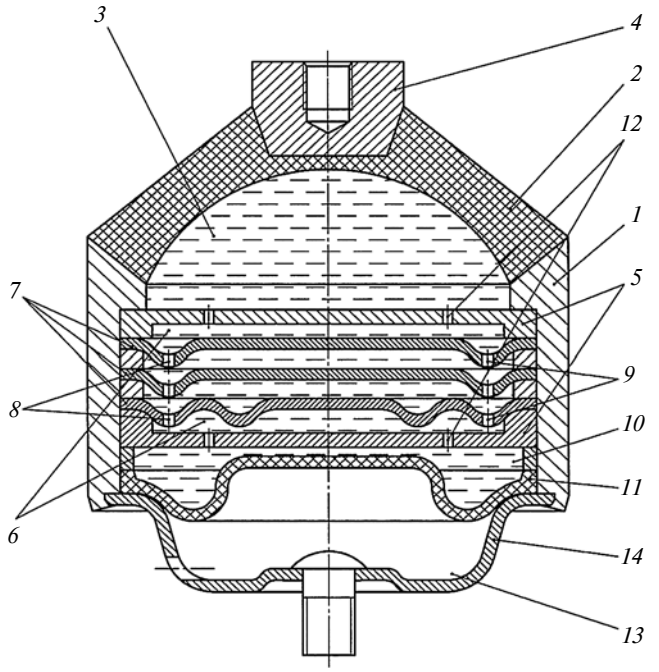


Схема интегральной гидроопоры

к внутренней поверхности обечайки, в нижней — тангенциально гофрам мембраны. Под камерой *10* расположены воздушная камера *13* и поддон *14*. Камера *13* заполнена парциальной смесью газов, температура которых близка температурам фазовых переходов второго рода. Рабочая и компенсационная камеры, а также камеры между перегородками *5* заполнены электрореологической жидкостью с магнитореологическими свойствами. Вязкость рабочей жидкости изменяется под действием электрического поля, создаваемого пьезоэлектрическими пластинами, и магнитного поля, создаваемого магнитострикционными диафрагмами.

Гидроопора работает следующим образом.

При воздействии на опорную плату *4* статической нагрузки от закрепленного на ней силового агрегата транспортного средства или иного виброактивного агрегата стационарной энергоемкой установки эластичная обечайка *2* деформируется и объем рабочей камеры *3* несколько уменьшается. Это вызывает повышение давления демпфирующей жидкости не только в рабочей камере *3*, но и в компенсационной камере *10*. Благодаря деформации мембраны *11* объем камеры *10* из-за несжимаемости жидкости увеличивается соответственно уменьшению объема рабочей камеры *3*. При воздействии на плату *4* гидроопоры знакопеременной динамической нагрузки, направленной, например, вертикально вниз в первом полупериоде вибросигнала, внутреннее давление в камере *3* повысится еще. Верхняя перегородка *5* деформируется. Так как она выполнена из пьезоэлектрической пластины, на ее обеих поверхностях возникают разнополярные электрические заряды, которые действу-

ют на поток рабочей жидкости, изменяя траекторию взвешенных в ней биполярных частиц. При этом расходуется дополнительная энергия внешнего источника вибросигнала и улучшаются демпфирующие характеристики гидроопоры. В результате разности давлений в рабочей *3* и компенсационной *10* камерах рабочая жидкость со взвешенными в ней частицами, обладающими магнитореологическими свойствами, через дроссельные отверстия *9* в гофрах *8* поступает в промежуточную полость *6*. Смещение отверстий в гофрах относительно отверстий в верхней перегородке *5* на угол 90° и более исключает кавитацию, сопровождающуюся микрогидроударами.

Кавитация возникает при резких изменениях внутреннего давления в моменты отрыва внутреннего потока от стенок неподвижных относительно жидкости дроссельных каналов в жесткой перегородке. В предлагаемой конструкции дроссельные отверстия выполнены в эластичных гофрах, деформируемых потоком жидкости, поэтому резкого изменения давления при отрыве потока не наблюдается. Однако возникающие деформации гофров в магнитострикционных диафрагмах *7* вызывают генерацию магнитных полей. Под их действием траектории взвешенных частиц постоянно изменяются, что вызывает дополнительную диссипацию энергии колебаний. Вероятность возникновения микрогидроударов снижается. Рабочая жидкость поступает сразу в промежуточную полость *6* через несколько дроссельных отверстий *12* в верхней перегородке *5*. Дроссельные отверстия расположены по периферии перегородки таким образом, что их оси направлены тангенциально к внутренней поверхности обечайки *2*.

Суммарная площадь отверстий *12* должна соответствовать суммарной площади всех дроссельных отверстий в эластичных гофрах одной магнитострикционной диафрагмы. Расположение дроссельных отверстий в верхней и нижней пьезоэлектрических пластинах должно обеспечивать наибольшее удаление их друг от друга. Если в верхней диафрагме *7* выполнены два диаметрально противоположных отверстия, то в соответствующей ей нижней диафрагме два диаметрально противоположных отверстия должны быть смещены на угол 90° относительно отверстий в верхней диафрагме. Это необходимо для создания более мощных турбулентных потоков в промежуточной полости. Турбулентные потоки образуются под действием электрических и магнитных полей, создаваемых пьезоэлектрическими пластинами или магнитострикционными диафрагмами в результате разности гидравлических давлений при деформации гидроопоры. При движении рабочей жидкости между этими диафрагмами в электрическом и магнитном полях возникает сила Лоренца, под действием которой траектории заряженных частиц приближаются к параболическим, что увеличивает демпфирующие свойства гидроопоры.

При поступлении жидкости в промежуточную полость вследствие турбулентных потоков и переходных процессов в верхней и нижней частях внутренней полости на верхнюю диафрагму воздействуют знакопеременные стохастические нагрузки. Так как эта диафрагма имеет один гофр, расположенный рядом с поверхностью корпуса *1*, то она обладает определенной собственной частотой, зависящей от жесткости гофра и массы перегородки, которая также обладает собственной частотой электромагнитного резонанса, зависящей от толщины перегородки. Частоты механического и электромагнитного резонансов могут не совпадать. Частота механического резонанса больше зависит от жесткости гофров, чем от массы перегородки. Частота электромагнитного резонанса не зависит от жесткости гофров. При гармоническом входном вибросигнале, действующем на гидроопору, частота деформации гофра этой перегородки соответствует частоте входного вибросигнала. Через дроссельные отверстия *9*, суммарная площадь которых должна соответствовать суммарной площади всех отверстий в верхней перегородке *5*, демпфирующая рабочая жидкость поступает в промежуточную полость между первой и второй перегородками.

Входной вибросигнал никогда не бывает чисто гармоническим. В его спектре всегда присутствуют высокочастотные гармонические составляющие, причем в некоторых случаях их амплитуда сравнима с основной гармоникой и даже может превышать ее. Это возможно, если высокочастотный вибросигнал модулирован низкочастотным от другого источника, или при биениях двух высокочастотных вибросигналов. Поэтому расположение гофров на второй перегородке и ее масса должны соответствовать той гармонической составляющей входного вибросигнала, которую целесообразно погасить.

Если необходимо демпфировать более низкую частоту вибрации, то следует уменьшить жесткость гофров и увеличить массу перегородки. При увеличении массы перегородки снижаются частоты ее электрического и механического резонансов, которые мало отличаются друг от друга. Электромагнитный резонанс проявляется при действии переменного электромагнитного поля на магнитострикционную перегородку. Если его частота совпадает с собственной частотой перегородки, то мощность излученного пластиной механического сигнала максимальная.

Спектр действующих ударных нагрузок — широкополосный, в нем всегда присутствуют гармоники, соответствующие частотам механического резонанса магнитострикционной перегородки. Механический резонанс проявляется при действии на эту перегородку переменного механического или

акустического сигнала. При этом генерируемое перегородкой магнитное поле более мощное, чем на всех других частотах внешнего механического сигнала, действующего на перегородку.

Если кроме основной необходимо демпфировать вторую гармоническую составляющую, жесткость гофров увеличивают, а массу диафрагмы уменьшают. Массу этой диафрагмы можно не изменять, а жесткость гофров увеличить в 4 раза, исходя из выражения $\omega = \sqrt{k/m}$, где k — жесткость гофров, m — масса диафрагмы. Например, требуется демпфировать частоту внешнего вибросигнала порядка 10 Гц, а также кратные гармоники до третьего порядка включительно. Предположим, что массы магнитострикционных диафрагм постоянны и составляют ≈100 гр. Тогда жесткость гофров первой диафрагмы при демпфировании основной гармоники определим по формуле $k = \omega^2 m = (2\pi 10)^2 10^{-1} = 400$ Н/м. Жесткость гофров второй диафрагмы при демпфировании второй гармоники — $k = 1600$ Н/м или $k = 2^2$, третьей — $k = 3^2$, четвертой — $k = 4^2$ и т. д. При действии на гидроопору широкополосного вибросигнала отдельные его гармоники, взаимодействуя друг с другом в пакете диафрагм, обеспечивают более равномерную амплитудно-частотную характеристику.

В зависимости от технологии изготовления гидроопоры и ее функционального назначения, например демпфирование ударов, жесткость гофров можно не менять, а изменить массы диафрагм. Тогда гидроопору также можно настроить на кратные гармоники. При действии коротких ударных импульсов каждая из диафрагм возбуждается на собственной частоте механического резонанса, и между диафрагмами образуются высокочастотные резонаторы, разбивающие кавитационные пузыри.

Допустим, что частота собственного механического резонанса верхней диафрагмы ≈1 МГц, тогда при скорости распространения упругих волн в магнитореологической среде 1300÷1500 м/с длина волны акустического сигнала, возбуждаемого пластиной, составит 1,4 мм. Следовательно, для создания резонатора необходимое расстояние между диафрагмами должно быть порядка 0,7 мм. Масса второй диафрагмы в этом же пакете может быть больше массы первой диафрагмы. Тогда ее собственная частота будет ниже, следовательно, увеличатся длина волны акустического сигнала и расстояние между второй и третьей пластинами. Это необходимое условие для второго резонатора. Если массы последующих диафрагм увеличиваются, то для устойчивой работы резонаторов расстояние между ними также должно линейно увеличиваться. Собственная частота диафрагмы зависит от ее материала и геометрических параметров и не зависит от жесткости гофров.

В первом полупериоде входного вибросигнала демпфирующая рабочая жидкость из рабочей камеры *3* через дроссельные отверстия поступает в промежуточную полость *6* и далее через пакет диафрагм к нижней перегородке *5* из пьезоэлектрического материала ЦТС-19 (цирконат титанат свинца). Затем через дроссельные каналы *12* жидкость выбрасывается в камеру *10*, ограниченную снизу мембраной *11*. В верхней перегородке *5* дроссельные отверстия также выполнены на периферии и направлены тангенциально к впадинам гофров для обеспечения турбулизации вихревых шнуров и улучшения конвекции в камере *10*.

Увеличение объема жидкости в камере *10* вызывает деформацию мембраны *11*, которая прогибаясь, повышает давление в газовой камере *13*, ограниченной снизу поддоном *14*. Камера *13* заполнена парциальной смесью газов, имеющих разные температуры фазовых переходов. Например, аммиак с температурой фазового перехода второго рода порядка 33 °С при атмосферном давлении и удельной теплоте парообразования 1370 кДж/кг, фреон 12 (CCl_2F_2) с температурой фазового перехода 25 °С и удельной теплотой парообразования 162 кДж/кг, двуокись углерода (CO_2) с близкими показателями обеспечивают более эффективное поглощение энергии демпфируемых колебаний. Кроме того, при работе гидроопоры могут возникать кавитационные явления при дросселировании рабочей жидкости через отверстия в перегородках.

Кавитационные эффекты, в той или иной степени присущие всем гидроопорам, вызывают при повышении внутреннего давления микрогидроудары, приводящие к образованию на перегородках микрополостей — каверн, а в рабочей среде — металлических взвесей, нарушающих процесс дросселирования. Использование в гидроопорах пьзоэлектрических пластин и магнитострикционных диафрагм снижает плотность распределения взвесей в рабочей среде, так как они прилипают к перегородкам и не нарушают процесс дросселирования. Кроме того, для уменьшения вероятности возникновения кавитации и микрогидроударов в рабочей электрореологической жидкости, обладающей магнитными свойствами, в камере *13*, которая отделена от камеры *10* мембраной *11*, при ее заполнении повышают давление до 0,2 МПа. Тогда в рабочей и компенсационной камерах давление также повышается, но меньше, чем в газовой камере, из-за разделяющей эластичной диафрагмы. Однако повышенное давление в рабочей среде будет препятствовать кавитации и микрогидроударам.

Во втором полупериоде входного вибросигнала направление силы на опорную плату *4* изменяется на противоположное. Объем рабочей камеры *3* увеличивается и демпфирующая жидкость из компенсационной камеры *10* через пакет гофрированных магнитострикционных диафрагм *7* в полости *6* поступает в рабочую камеру *3*. Это возможно только при условии, что давление в рабочей камере

будет меньше 100 кПа. Все процессы в гидроопоре происходят в обратном направлении.

Для улучшения конвекции в рабочей камере вихревые шнуры, образующиеся при выбросе жидкости через дроссельные отверстия верхней перегородки *5*, создают дополнительные крутящие моменты относительно внутренней поверхности обечайки, которая может иметь форму сферы, эллипсоида или иную поверхность второго порядка.

Таким образом, при размещении в промежуточной полости *6* пакета гофрированных магнитострикционных диафрагм *7*, каждая из которых настроена на определенную гармонику входного вибросигнала, расширяется рабочий диапазон частот гидроопоры и эффективно гасятся акустические шумы [10, 11].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **A concept** for reflecting remot-manipulator forces / Y. Bar-Cohen, C. Pfeiffer, C. Mavroidis, B. Dolgin // MEMICA. NASA Tech Briefs. 2000. V. 24 N. 2. P. 7a, 7b.
2. **Pat. 6029783 United States:** Cl. F16F 15/03. Variable resistance device using electroactive fluid.
3. **Гордеев Б. А., Ерофеев В. И., Синев А. В.** Применение инерционных электрореологических трансформаторов в системах виброизоляции // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2003. № 6. С. 22—27.
4. **Применение** гидроопор при испытаниях синхронизующихся механических систем / Б. А. Гордеев, Г. В. Маслов, В. В. Бугайский и др. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 3. С. 100—106.
5. **Применение** гидравлических виброопор в синхронизующихся механических системах / Б. А. Гордеев, Д. А. Ковригин, А. В. Леонтьева, А. Б. Гордеев // Приволжский научный журнал. 2009. № 3. С. 49—53.
6. **Гордеев Б. А., Куклина И. Г., Гордеев А. Б.** Снижение уровня вибрации применением гидравлических виброопор // Строительные и дорожные машины. 2010. № 7. С. 38—40.
7. **Синхронизация** динамических систем в электротранспорте / Б. А. Гордеев, И. Г. Куклина, А. Б. Гордеев, В. П. Горсков // Вестник Чувашского университета. 2011. № 3. С. 50—63.
8. **К вопросу** создания цилиндрического магнитореологического трансформатора в ортогональных магнитных полях / Б. А. Гордеев, Г. В. Маслов, С. Н. Охулков, А. Н. Осмехин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2014. № 2 С. 15—21.
9. **Влияние** остаточной магнитной индукции на амплитудно-частотные характеристики магнитореологических трансформаторов / Б. А. Гордеев, С. Н. Охулков, В. В. Бугайский, А. Н. Осмехин // Вестник машиностроения. 2014. № 10. С. 3—38.
10. **Пат. 127847 Рос. Федерации:** МПК. Адаптивная гидравлическая виброопора.
11. **Пат. 2471098 Рос. Федерации:** МПК F16F9/53, F16F5/00. Гидравлическая виброопора.

УДК 621.833.6

АН И-КАН, д-р техн. наук (Национальный исследовательский Томский ПУ), e-mail: igwan@sibmail.com

Распределение усилий между звеньями планетарного механизма типа *k–h–v*

Предложен силовой расчет узла, моделирующего механизм с параллельными кривошипами, планетарного механизма *k-h-v* с раскрытием статической неопределимости системы с применением теории контактного взаимодействия.

Ключевые слова: планетарный механизм *k-h-v*, усилия, звенья, статическая неопределимость, деформация.

The force analysis of a node, which models the mechanism with parallel winches, of a *k-h-v* planetary gear with redundancy elimination of a system using theory of contact interaction is suggested.

Keywords: *k-h-v* planetary gear, forces, segments, static indeterminacy, deformation.

В промышленности широко используют планетарные передачи типа *k-h-v*, состоящие из центрального колеса, водила и узла, воспринимающего планетарное движение сателлита. Центральное колесо (рис. 1) служит корпусом и состоит из обоймы *1*, тел зацепления *2* и двух боковых крышек *3*. Водило *4* является входным звеном. Узел, воспринимающий планетарное движение сателлита *5*, представляет жесткое неподвижное соединение передающих пальцев *6* и двух боковых дисков *7*, один из которых совмещен с выходным валом *C*. На практике применяют передачи с разным числом сателлитов. Один из основных производителей таких передач — фирма SUMITOMO [1]. Аналогичные передачи выпускают, в частности, ООО "АВВИ" (г. Йошкар-Ола) [2] и ОАО "ТЭМЗ" (г. Томск) [3]. Исследования передач данного вида ведут совместно МГТУ им. Н. Э. Баумана и МГТУ "Станкин" [4], а также ИжГТУ [5].

Применение цевочного внутреннего зацепления с разницей в один зуб в рассматриваемой передаче улучшает ее качественные показатели благодаря многопарности зацепления.

В качестве устройства, связывающего сателлит с выходным звеном, используют разные передачи [6].

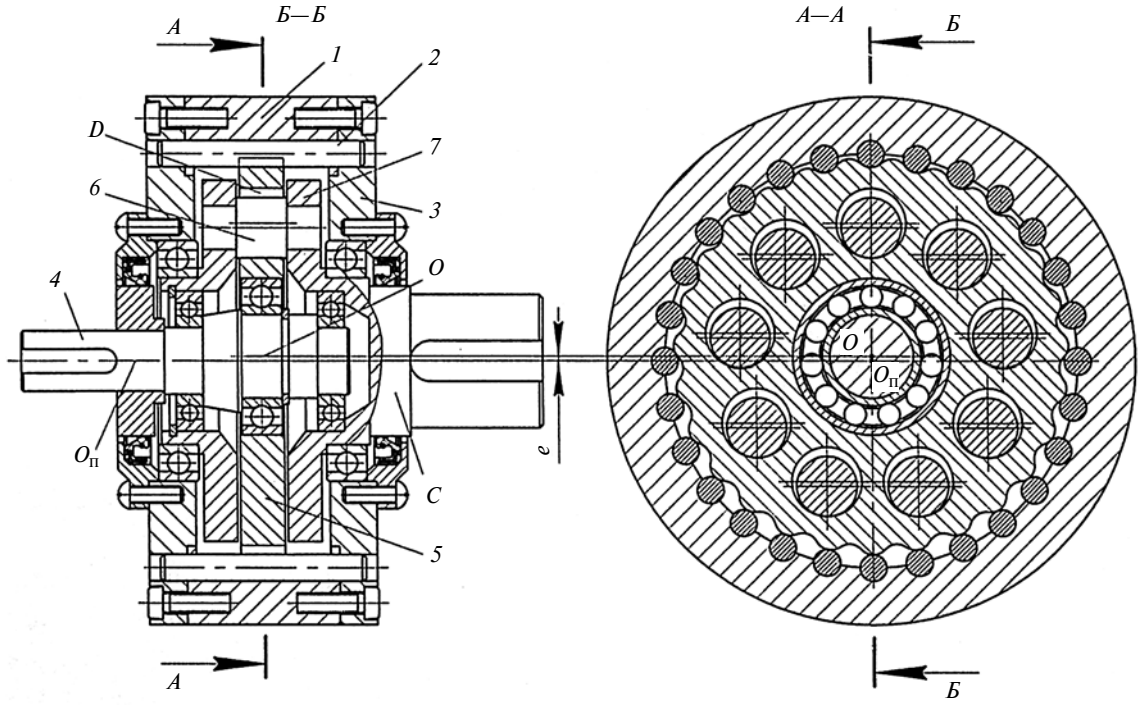


Рис. 1

Наиболее простой является узел (см. рис. 1), моделирующий механизм с параллельными кривошипами. Взаимодействие пальцев *6* с отверстиями *D* сателлита *5* есть по сути внутреннее зубчатое зацепление с передаточным отношением, равным единице, профили зубьев которого — дуги окружности. Рассматриваемая передача представляет собой статически неопределимую систему из-за наличия пассивных связей. Силовой расчет передачи — закон распределения нагрузки между ее звеньями, связан с раскрытием статической неопределимости. Рассмотрим один из вариантов решения задачи.

На рис. 2 дана расчетная схема зацепления пальца *6* (см. рис. 1), вращающегося с выходным валом *C* относительно оси $O_п$ в отверстии *D* сателлита *5* с осью вращения *O*. Радиус $R_о$ (см. рис.2) отверстия *D* больше радиуса $R_п$ пальца *6* на величину межосевого расстояния *e*. Расстояние от центра *A* отверстия *D* до оси *O* вращения сателлита *5* равно *R*. Положение звеньев зацепления определяется углом φ.

Если при фиксированном сателлите (отверстии *D*) выходной вал *C* нагрузить вращающим моментом *T*, то в результате деформации звеньев зацепления палец *6* при повороте относительно оси $O_п$ на угол δφ переместится из положения *а* в положение *б*. Определим величину Δ внедрения тел и приращение δφ угла φ. Из треугольника *ABC* получим

$$\Delta = AC - AB. \qquad (1)$$

Определим входящие в приведенную зависимость величины:

$$AC = \sqrt{AB^2 + BC^2 - 2AB \cdot BC\cos(\angle ABC)}; \qquad (2)$$

$$AB = e; \qquad (3)$$

$$BC \approx R\delta\varphi; \qquad (4)$$

$$\angle ABC = \frac{\pi + \delta\varphi}{2} + \varphi. \qquad (5)$$

Тогда с учетом выражений (2)—(5) уравнение (1) можно записать в виде

$$\Delta = \sqrt{e^2 + (R\delta\varphi)^2 + 2eR\delta\varphi\sin(\varphi + \delta\varphi)} - e. \qquad (6)$$

Таким образом, установили геометрическую связь между параметрами Δ и δφ.

Далее величину Δ свяжем с контактным напряжением и деформацией звеньев зацепления. Учитывая близость величин радиусов $R_п$ и $R_о$, по упрощенной методике работы [7] определим

$$\Delta = 1{,}82\frac{Q}{E}(1 - \ln b), \qquad (7)$$

где *Q* — сила в зацеплении, действующая на длине пальца, равной 1 мм; *E* — модули упругости материалов пальца и сателлита (методика применима, если модули равны при коэффициенте Пуассона μ = 0,3); *b* — ширина площадки контакта:

$$b = 1{,}522\sqrt{\frac{Q}{E}\frac{R_п(R_п + e)}{e}}. \qquad (8)$$

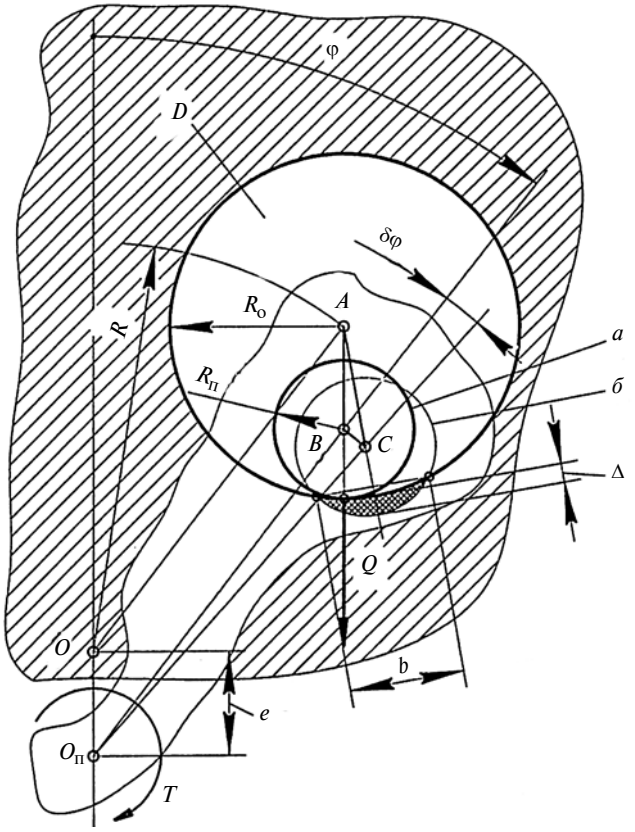


Рис. 2

Так как передаточное отношение зацепления равно единице, то полюс зацепления находится в бесконечности. Следовательно, общая нормаль в точке касания профилей, проходящая через центры A и B (см. рис. 2), будет параллельна прямой $O_п O$. Тогда получим в зацеплении силу

$$Q = T/(R\sin\varphi). \qquad (9)$$

Так как левые части уравнений (6) и (7) равны, то можем записать:

$$\sqrt{e^2 + (R\delta\varphi)^2 + 2eR\delta\varphi\sin(\varphi + \delta\varphi)} - e = \\ = 1{,}82\frac{Q}{E}(1 - \ln b). \qquad (10)$$

Таким образом, при заданных геометрических параметрах зацепления, вращающем моменте T и модулях E из уравнений (8)—(10) найдем величину $\delta\varphi$, которую используем лишь для установления закона распределения усилий в зацеплениях. Дальнейший расчет основан на том, что величина $\delta\varphi$ для всех пальцев одинаковая, так как все пальцы образуют единый узел. Одним из основных является расчет суммарного момента от действия всех пальцев и суммарной опорной силы при заданном допустимом контактном напряжении.

Учитывая сложность уравнений, разработали программу в среде Delphi для решения задачи численными методами на ПК. Выбрали следующую последовательность:

1. Исходя из допустимого контактного напряжения $[\sigma]_к$ рассчитали силу в зацеплении по формуле [7]

$$Q = \left(\frac{[\sigma]_к}{0{,}418}\right)^2 \frac{R_п(R_п + e)}{Ee}. \qquad (11)$$

2. При положении зацепления $\varphi = \pi/2$, соответствующего наибольшему контактному напряжению (определено на основании предварительных расчетов), из уравнений (8) и (10) нашли $\delta\varphi$;

3. По полученному значению $\delta\varphi$ при изменении угла φ с небольшим шагом от 0 до π по формулам (8) и (10) определили силы Q_i (i — номер шага), затем по формуле (9) — моменты T_i.

4. Далее определили усредненную суммарную силу $\Sigma Q = \frac{\sum_{i=1}^{n} Q_i}{n}\frac{k}{2}$ и усредненный вращающий момент $\Sigma T = \frac{\sum_{i=1}^{n} T_i}{n}\frac{k}{2}$, где n — число шагов вычислений; k — число пальцев, размещенных по окружности с постоянным шагом.

При необходимости корректировки следует вернуться к началу процедуры и повторить расчеты с уточненными параметрами.

Отметим, что усреднение значений позволяет уменьшить влияние положения пальцев и отверстий, т. е. фазы зацепления.

Рассмотрим расчет планетарной передачи, детали которой изготовлены из сталей, с параметрами: R = 75 мм; $R_п$ = 10 мм; e = 0,5 мм; k = 12; E = 210 000 МПа; $[\sigma]_к$ = 500 МПа; n = 21.

По разработанной программе получили следующие результаты расчета: ΣQ = 4255,88 Н/мм; ΣT = 314,847 Н · м/мм.

В зацеплении пальца с отверстием сателлита сила изменяется согласно зависимости на рис. 3, *а*; момент силы на выходном валу от угла φ — согласно зависимости на рис. 3, *б*.

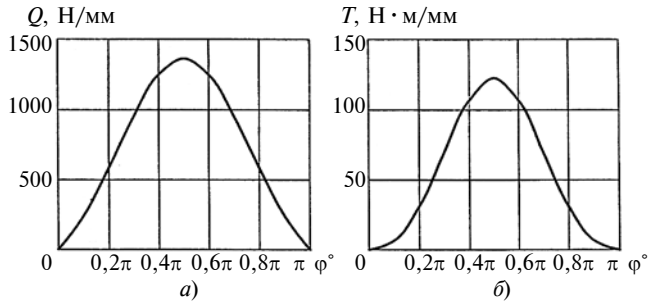


Рис. 3

УДК 621.7.04:539.621.001.57

Г. Г. ВИНОКУРОВ, канд. техн. наук, П. П. ПЕРМЯКОВ, д-р физ.-мат. наук, С. Г. ВИНОКУРОВА (Ин-т физ.-техн. проблем Севера им. В. П. Ларионова СО РАН, г. Якутск), О. Н. ПОПОВ, канд. техн. наук (Ин-т математики и информатики Северо-Восточного федерального университета им. М. К. Аммосова, г. Якутск), e-mail: g.g.vinokurov@iptpn.ysn.ru

Применение теории марковских процессов для исследования микрогеометрии поверхности порошковых покрытий при трении скольжения

Предложен статистический подход к описанию формирования поверхностей износостойких порошковых покрытий при трении скольжения на основании теории непрерывных марковских процессов. Представлено обоснование гипотезы о нормальности распределения координат равновесной поверхности трения. Исследована корреляция параметров износа профилей поверхности.

Ключевые слова: порошковое покрытие, трение скольжения, износ, марковские процессы, коэффициент корреляции.

The statistical approach to the description of surfaces formation of wear resistance powder coatings at sliding friction based on theory of continuous Markov processes is suggested. The substantiation to the hypothesis about normality of distribution of coordinates of equilibrium friction surface is presented. The correlation of wear parameters of surface profiles is studied.

Keywords: powder coating, sliding friction, wear, Markov processes, correlation coefficient.

Сегодня в целях ресурсосбережения расширяется использование высокоэнергетических технологий порошковой металлургии для восстановления и упрочнения деталей нанесением износостойких покрытий [1—3]. Восстановленные детали с износостойкими порошковыми покрытиями в основном испытывают трение скольжения. Механизм изнашивания деталей зависит от структуры и свойств контактных поверхностей [4—7].

Формирование микрогеометрии рабочей поверхности детали при трении скольжения зависит от множества факторов. Поверхностный слой испытывает деформации, которые приводят к разрушению. Для описания микрогеометрии поверхности трения целесообразно применять статистические подходы. Поэтому кроме использования классической теории усталостного разрушения материалов [5—7] разрабатываются статистические методы изучения процесса изнашивания при трении скольжения [8—16]. При этом используют теории

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 60)

На основании многочисленных расчетов и опыта эксплуатации передач сделали следующие выводы:

1) максимальная сила и момент в зацеплении возникают при $\varphi = 0{,}5\pi$;

2) в начале и конце зацепления сила и момент — небольшие;

3) несмотря на упрощенность методики (изложена не точность решения, а принцип подхода к решению), она успешно применена при изготовлении нефтяного оборудования на ОАО "Томский электромеханический завод".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сумитомо** технология приводов // Новости приводной техники. 2008. № 4. С. 1.

2. **Мощный**, компактный, экономичный планетарно-цевочный редуктор // Промышленное оборудование. 2008. № 1. С. 20.

3. **Пат. 2502904 Рос. Федерации:** МПК F16H1/32. Планетарная передача с псевдоцевочным зацеплением.

4. **Разработанная** гамма высокоточных планетарно-цевочных редукторов / А. С. Иванов, В. М. Зябликов, М. В. Фомин и др. // Вестник машиностроения. 2013. № 4. С. 15—18.

5. **Плеханов Ф. И., Овсянников А. В.** Исследование распределения нагрузки по длине ролика зубчато-роликовой планетарной передачи // Вестник машиностроения. 2011. № 3. С. 12—14.

6. **Кудрявцев В. Н.** Планетарные передачи. Л.: Машиностроение, 1966. 308 с.

7. **Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В.** Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова думка, 1988. 736 с.

случайных функций и полей для описания микрогеометрии поверхностей трения. Результаты статистического моделирования сопоставляют с профилометрическими данными, обработка которых основывается на стандартных методах оценки критериев согласия математической статистики. Это позволяет выявить закономерности формирования профилей поверхностей трения [6], т. е. параметры шероховатости поверхности *Ra*, *Rq*, *Rz*, *S* и *Sm*.

В описаниях процессов изнашивания при трении скольжения получил широкое применение математический аппарат теории марковских процессов, который хорошо разработан и имеет обширные приложения. В работах [8, 9] изложены основы статистического описания процесса изнашивания по усталостному механизму и впервые выдвинуто предположение о том, что образование частиц износа вследствие усталостного разрушения соответствует случайному марковскому процессу. Далее это получило развитие в работах [15, 16], в которых взаимодействие контактных поверхностей моделируется с учетом упругого и пластического деформирований выступов с последующим их усталостным разрушением, а также предположена дискретность марковского случайного процесса, обусловленная последовательностью контактов отдельных микровыступов поверхности [15, 16].

Теория непрерывных марковских процессов применялась и в работе [17] для описания формирования и изнашивания макроструктуры порошковых покрытий. Данный статистический подход с учетом особенностей формирования микрогеометрии поверхности порошкового покрытия актуален для описания трения скольжения, когда путь трения является выделенным направлением.

Цель настоящей работы — разработка статистического описания профилей поверхностей трения порошковых покрытий на основании теории непрерывных марковских процессов.

Марковская модель изнашивания покрытий при трении скольжения

Предположим, что при статистическом описании процессов трения скольжения материалов путь трения — выделенное направление. Тогда параметры микрогеометрии поверхности, перпендикулярные относительно этого направления, будут статистически однородными величинами. При таком упрощении для описания данных параметров профиля поверхности порошковых тел можно использовать теорию случайных процессов и законы классической теории вероятности [17, 18].

Объектом статистического моделирования является профиль поверхности порошкового покрытия. Рассматривается схема трения скольжения, используемая в теории усталостного изнашивания [5]. Исследуется пара трения с плоскими поверхностями, в которой одна контактная поверхность имеет порошковое истираемое покрытие, другая — жесткая. При усталостном изнашивании внедренный и разрушенный объемы определяются функцией распределения высот неровностей профиля истираемой поверхности с учетом ее деформации при контакте [5]. В предлагаемой модели износ профиля в поперечном сечении покрытия (перпендикулярном относительно направления пути трения) определяем при следующих допущениях:

линейный параметр x износа (далее износ x) профиля покрытия — непрерывная случайная функция, зависящая от пути l трения;

изменение износа x при трении скольжения описывается непрерывным марковским процессом.

Тогда износ x характеризуется плотностью условной вероятности $F(l, x/l_0, x_0)$, причем $F\mathrm{d}x$ — вероятность того, что при пути l трения износ x находится в интервале $[x; x + \mathrm{d}x]$, если при $l_0 < l$ был реализован износ x_0.

Рассмотрим диффузионное приближение для марковских процессов, при котором плотность условной вероятности удовлетворяет уравнению Фоккера—Планка [19], коэффициенты уравнения — постоянные, тогда можно записать:

$$\frac{\partial F}{\partial l} = K\frac{\partial^2 F}{\partial x^2} - D\frac{\partial F}{\partial x}, \qquad (1)$$

где D и K — постоянные коэффициенты; $K > 0$.

Функция плотности условной вероятности удовлетворяет условию нормировки. Начальное условие: $F(l, x/l_0, x_0) = F_0(x, x_0)$, где F_0 — функция распределения линейного параметра износа при $l = l_0$.

Так как износ покрытия не может уменьшаться, то $D > 0$, т. е. всегда существует увеличение случайной функции.

В общем случае функцию F можно найти, интегрируя дифференциальное уравнение (1) с учетом вида $F_0(x, x_0)$ в начальном условии и соотношения нормировки.

Рассмотрим частный случай, приняв $l_0 = 0$, $x_0 = 0$ и $F_0(x, x_0) = 2\delta(x)$, где $\delta(x)$ — δ-функция Дирака. Это означает, что за начальное значение l_0 выбрано начало пути трения и износ равен нулю. Рассматривается изнашивание изначально гладкой порошковой поверхности.

Уравнение Фоккера—Планка (1) с данным начальным условием и соотношением нормировки можно решить методом преобразования Лапласа:

$$F_1 = \frac{1}{(\pi Kl)^{1/2}}\exp\left[-\frac{(x-Dl)^2}{4Kl}\right] - \\ - \frac{D}{2K}\exp\left(\frac{Dx}{K}\right)\operatorname{erfc}\left(\frac{x+Dl}{2(Kl)^{1/2}}\right). \qquad (2)$$

Выражение (2) представляет собой функцию распределения координат профиля порошковых покрытий в поперечном сечении при трении скольжения. Средний износ можно найти интегрированием как математическое ожидание плотности условной вероятности.

Проанализируем результаты, полученные по предлагаемой модели. Расчеты выполнены в MathCad. Коэффициенты уравнения Фоккера—Планка определены по экспериментальным данным, полученным испытаниями на изнашивание [17].

На рис. 1 приведены плотности условной вероятности, рассчитанные по формуле (2), которая при $l = 0$ является δ-функцией. При увеличении пути трения увеличивается интервал ненулевых значений и максимум δ-функции смещается вправо по оси x. Увеличение интервала зависит от коэффициента K, а смещение максимума обусловлено систематическим увеличением случайной величины, т. е. износа покрытия (коэффициент $D > 0$).

Для установившегося изнашивания, т. е. при большом пути трения, по формуле (2) переходом $l \to \infty$ можно получить распределение координат равновесного профиля порошкового покрытия при трении скольжения. При этом второе слагаемое выражения (2) будет стремиться к нулю, а первое представляет собой нормальное распределение координат поперечного профиля.

Классическая теория трибологии [5—7] основывается на общепринятом положении, что координаты профиля равновесной поверхности трения имеют нормальное распределение и симметричны относительно математического ожидания. Таким образом, предлагаемый статистический подход, основанный на теории непрерывных марковских процессов, обосновывает экспериментальный факт для поперечного профиля равновесной поверхности трения порошковых покрытий.

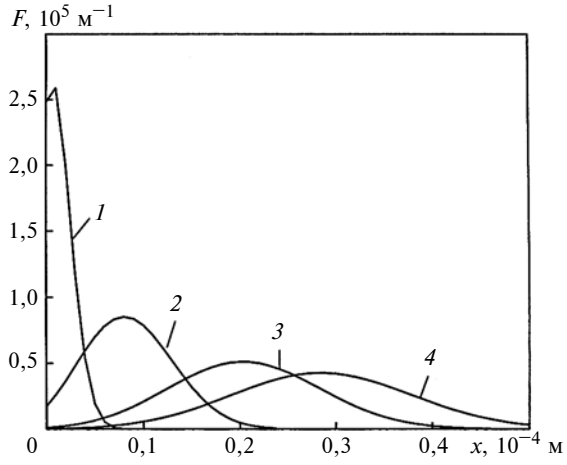


Рис. 1. Зависимости функции F плотности условной вероятности от износа x для $l = 3 \times 10^2$ (*1*); 2×10^3 (*2*); 5×10^3 (*3*); 7×10^3 м (*4*) при $D = 0{,}4 \times 10^{-8}$ и $K = 0{,}67 \times 10^{-14}$

Формирование микрогеометрии поверхности покрытий вдоль пути трения

Исследования микрогеометрии показали, что при трении скольжения на поверхности порошкового покрытия образуются продольные борозды, т. е. существует корреляционная связь износов поверхности покрытия в поперечном направлении.

Для описания данной связи необходим коэффициент корреляции двух непрерывных случайных величин $x(l)$ и $y(l + \mathrm{d}l)$, т. е. износов в поперечном направлении для двух значений пути трения (l и $l + \mathrm{d}l$) по условной вероятности $F(l + \mathrm{d}l, y/l, x)$. Таким образом, необходимо построить поверхность распределения, которая представляет собой условную вероятность случайной величины $y(l + \mathrm{d}l)$, если при пути l трения износ составил $x(l)$. При этом справедливо неравенство $y(l + \mathrm{d}l) \geq x(l) \geq 0$.

Поверхность распределения зависит и от переменных l и $\mathrm{d}l$. По ней можно оценить связи между износом покрытия и путем трения. Приращение $\mathrm{d}l$ — величина положительная, при увеличении пути трения рассматриваются изменения поперечных профилей порошкового покрытия.

Для построения поверхности распределения и расчета коэффициента корреляции воспользуемся частным решением уравнения Фоккера—Планка (2). Тогда поверхность распределения можно задать интегралом:

$$F = F_1(l, x)\frac{\int\limits_0^{\mathrm{d}l} F_1(t, y - x)\mathrm{d}t}{\mathrm{d}l}, \qquad (3)$$

где $F_1(l, x)$ — плотность условной вероятности [см. формулу (2)]; $y \geq x$.

Анализ выражения (3) показал, что условная вероятность зависит от пути l трения и $\mathrm{d}l$. Область определения функции $F(l + \mathrm{d}l, y/l, x)$ (рис. 2) — часть первого квадранта, лежащая выше биссектрисы $y = x$.

Для поверхности распределения должно выполняться условие нормировки:

$$\int\limits_0^{\infty}\int\limits_0^{\infty} F_1(l, x)F_1(\mathrm{d}l, y - x)\mathrm{d}x\mathrm{d}y = 1. \qquad (4)$$

В справедливости данного условия можно убедиться интегрированием с учетом соотношения

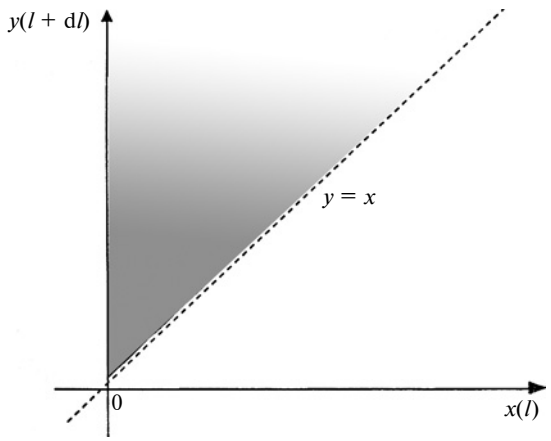


Рис. 2. Область определения функции $F(l + \mathrm{d}l, y/l, x)$

нормировки для $F_1(l, x)$ и области определения функции поверхности распределения (см. рис. 2):

$$\frac{\int\limits_0^\infty \mathrm{d}x F_1(l,x)\left\{\int\limits_0^\infty \mathrm{d}y\left[\int\limits_0^{\mathrm{d}l} F_1(t, y-x)\mathrm{d}t\right]\right\}}{\mathrm{d}l} =$$

$$= \frac{\int\limits_0^\infty \mathrm{d}x F_1(l,x)\left\{\int\limits_0^{\mathrm{d}l} \mathrm{d}t\left[\int\limits_0^\infty F_1(t, y-x)\mathrm{d}y\right]\right\}}{\mathrm{d}l} =$$

$$= \frac{\int\limits_0^\infty \mathrm{d}x F_1(l,x)\left\{\int\limits_0^{\mathrm{d}l} \mathrm{d}t\left[\int\limits_0^\infty F_1(t, z)\mathrm{d}z\right]\right\}}{\mathrm{d}l} \equiv 1,$$

здесь применена замена переменных $z = y - x$.

Установившемуся изнашиванию соответствует однородный марковский процесс. Поверхность распределения в этом случае выражается не интегралом (3), а простым произведением функций $F(l + \mathrm{d}l, y/l, x)$.

Результаты исследования

Рассмотрим подробнее поверхности распределения износов покрытия, построенные при расстояниях между профилями сечений $\mathrm{d}l = 50$ и 500 м (рис. 3). Функция F имеет область ненулевых значений, которая обусловлена областью ее определения (см. рис. 2) и возрастанием средних значений износов. Увеличение приращения пути трения приводит к уменьшению максимума функции и расширению данной области. Ненулевые значения поверхности распределения в области износа указывают на то, что существует корреляция износов в поперечном направлении по пути трения (см. рис. 3).

Поверхность распределения как математические ожидания [$\langle x(l)\rangle$ и $\langle y(l + \mathrm{d}l)\rangle$], дисперсию, среднеквадратические отклонения σ_x, σ_y, и коэффициент K корреляции двух случайных величин — износы $x(l)$ и $y(l + \mathrm{d}l)$, можно рассчитать по формулам теории вероятности [18].

На рис. 4 приведены математические ожидания износов покрытий от пути трения на этапе приработки пары трения, рассчитанные по формулам теории вероятности при одинаковых путях трения. Кривая для $\langle y(l + \mathrm{d}l)\rangle$ расположена выше кривой $\langle x(l + \mathrm{d}l)\rangle$. Видно, что уже при $l = 300$ м приработка практически закончена и имеет место установившееся изнашивание.

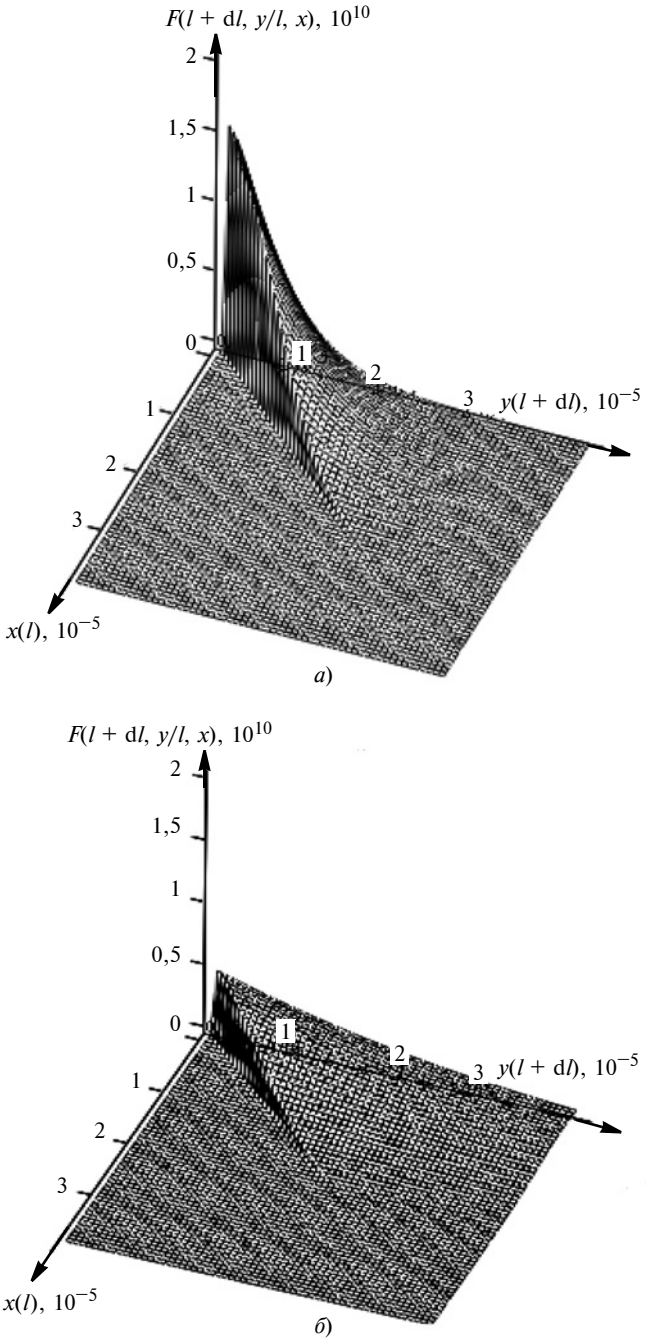


Рис. 3. Расчетные поверхности распределения износов покрытия в зависимости от расстояния между профилями сечений при $\mathrm{d}l = 50$ (*а*) и 500 м (*б*), $l = 30$ м, $D = 0{,}4 \times 10^{-8}$, $K = 0{,}9 \times 10^{-12}$

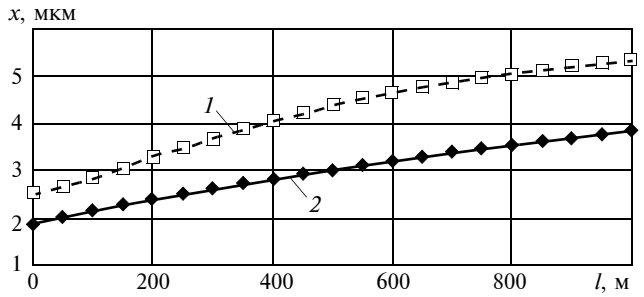


Рис. 4. Математические ожидания износов x поверхности в зависимости от пути l трения при $dl = 300$; $D = 0{,}4 \times 10^{-11}$, $K = 0{,}9 \times 10^{-14}$:
1 — $\langle x(l + dl)\rangle$; *2* — $\langle y(l + dl)\rangle$

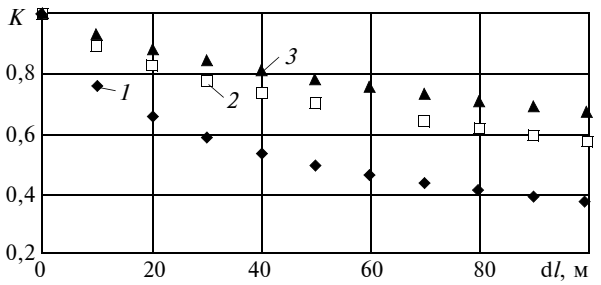


Рис. 5. Зависимости коэффициента K корреляции от dl для $l = 10$ (*1*); 30 (*2*) и 50 м (*3*) при $D = 0{,}4 \times 10^{-11}$, $K = 0{,}9 \times 10^{-14}$

Как и следовало ожидать, средний износ, вычисленный по формуле (3), отличается от математического ожидания, полученного по формуле (2).

На рис. 5 приведены математические ожидания коэффициента K корреляции от расстояния между профилями поверхности двух рассматриваемых поперечных сечений (приращения dl). С увеличением расстояния между сечениями коэффициент корреляции износов значительно снижается (при $dl = 100$ м от 1 до $\approx 0{,}4$). Увеличение пути трения приводит к повышению корреляции износов поперечных профилей от $\approx 0{,}4$ до $\approx 0{,}7$ даже при $dl = 100$ м, т. е. начинается формирование равновесной микрогеометрии поверхности трения, профили поперечных сечений поверхности с увеличением пути трения начинают становиться схожими. Дальнейшее увеличение корреляции отражает формирование рисок на контактных поверхностях в направлении пути трения. При этом уровень и характер изменения корреляции не зависит от коэффициентов D и K уравнения Фоккера—Планка.

Таким образом, статистический подход к описанию формирования поверхностей износостойких порошковых покрытий при трении скольжения подтверждает гипотезу о нормальном распределении координат равновесной поверхности трения с установившейся шероховатостью.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хасуи А., Моригаки О.** Наплавка и напыление. М.: Машиностроение, 1985. 240 с.
2. **Нанесение** покрытий плазмой / В. В. Кудинов, П. Ю. Пекшев, В. Е. Белащенко и др. М.: Наука, 1990. 408 с.
3. **Бороненков В. Н., Коробов Ю. С.** Основы дуговой металлизации. Физико-химические закономерности. Екатеринбург: Изд-во Уральского университета, 2012. 268 с.
4. **Тушинский Л. И., Плохов А. В.** Исследование структуры и физико-механических свойств покрытий. Новосибирск: Наука, 1986. 200 с.
5. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
6. **Справочник** по триботехнике / Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. Т. 1. Теоретические основы. М.: Машиностроение, 1989. 400 с.
7. **Мур Д.** Основы и применения трибоники. М.: Мир, 1978. 488 с.
8. **Вероятностный** анализ процесса изнашивания / Х. Б. Кордонский, Г. М. Харач, В. П. Артамоновский, Е. Ф. Непомнящий. М.: Наука, 1968. 56 с.
9. **Кордонский Х. Б.** Приложения теории вероятностей в инженерном деле. М.: ГИФМЛ, 1963. 436 с.
10. **Лининьш О. А., Рудзит Я. А.** Расчет интенсивности изнашивания пар трения скольжения с применением случайных полей к описанию шероховатости // Трение и износ. 1991. Т. 12. № 4. С. 581—587.
11. **Цитрин А. И., Белоусов В. Я.** Вероятностно-статистические методы прогнозирования изнашивания материалов потоком абразивных частиц // Трение и износ. 1986. Т. 7. № 4. С. 701—709.
12. **Белоусов В. Я., Цитрин А. М.** Вероятностно-аналитический подход к вопросам изнашивания композиционных материалов при трении скольжения по монолитному абразиву и его практическое применение // Трение и износ. 1983. Т. 4. № 6. С. 1038—1045.
13. **Холодилов О. В., Калмыкова Т. Ф.** Вероятностный подход к построению количественных критериев оценки состояний фрикционного контакта // Трение и износ. 1990. Т. 11. № 5. С. 921—925.
14. **Кудиш И. И.** Статистический расчет износа и усталостного выкрашивания подшипников качения // Трение и износ. 1990. Т. 11. № 5. С. 933—944.
15. **Тигетов Д. Г., Горицкий Ю. А.** Марковская модель механического взаимодействия шероховатых поверхностей в процессе трения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2010. № 3. С. 3—12.
16. **Горицкий Ю. А., Главатских С. Б., Бражникова Ю. С.** Марковская модель взаимодействия шероховатых поверхностей // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 2. С. 11—20.
17. **Vinokurov G., Popov O.** Statistical approashes to describe the macrostructure formation and wear of powder coatings and materials obtained by high-energy metods. M.: Academia Publishers, 2013. 160 p.
18. **Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В.** Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений. М.: Наука, 1965. 512 с.
19. **Рытов С. В.** Введение в статистическую радиофизику. М.: Наука, 1966. 404 с.

УДК 621.793.184

А. М. СМЫСЛОВ, д-р техн. наук, А. А. БЫБИН, канд. техн. наук, С. С. ДАУТОВ (УГАТУ, г. Уфа),
e-mail: ssdautov@gmail.com

Влияние алитирования поверхности интерметаллидного сплава TNM–B1 на стойкость к высокотемпературному окислению и газовой коррозии

Исследована высокотемпературная газовая коррозия интерметаллидного сплава на основе алюминидов титана при температуре 800 °С после алитирования поверхности. Изучены состав и структура поверхностного слоя после испытаний.

Ключевые слова: интерметаллидный сплав, алюминиды титана, высокотемпературная газовая коррозия, алитирование.

The high-temparature gas corrosion of an intermetallic alloy on the base of titanium aluminides at 800 °C temperature is studied after surface alitizing. The composition and structure of surface layer after tests are studied.

Keywords: intermetallic alloy, titanium aluminides, high-temparature gas corrosion, alitizing.

В современных газотурбинных двигателях (ГТД) широко применяют интерметаллидные сплавы на основе алюминидов титана, свойства которых при температурах до 850 °С превосходят свойства многих никелевых сплавов [1]. В условиях высокотемпературного окисления на поверхности интерметаллидных сплавов на основе Ti—Al образуются чередующиеся слои Al_2O_3 и TiO_2 разной толщины [2], которые не блокируют диффузию кислорода, а следовательно, не обеспечивается требуемая защита сплава.

Такие химические элементы, как алюминий, кремний и хром, затормаживают проникновение кислорода в глубь материала [3]. Исследования [4] показали, что насыщение поверхности сплава алюминием повышает ее жаростойкость в условиях высокотемпературной коррозии на воздухе при температуре 950 °С и выдержке до 200 ч, так как образуется оксидный слой, состоящий только из Al_2O_3. Однако в публикациях отсутствуют данные о стойкости алитированной поверхности интерметаллидного сплава при продолжительной выдержке и высокотемпературной газовой коррозии.

Цель настоящей работы — исследование влияния алитирования поверхности интерметаллидного сплава TNM-B1 на его стойкость к высокотемпературной коррозии в различных условиях.

Методика эксперимента

В исследованиях использовали плоские образцы размерами 8×8×4 мм из литейного интерметаллидного сплава TNM-B1. Перед испытаниями образцы подвергали механической обработке, обеспечивая параметр шероховатости поверхности $Ra = 0{,}8$ мкм. Алитирование поверхности сплава проводили двумя способами: вакуумным ионно-плазменным (система Al—Si—Y) и порошковым (система Al—Cr). В первом случае после осаждения алюминиевого слоя выполняли диффузионный отжиг при температуре $T = 1030$ °С в течение 4 ч; во втором — образцы в ходе насыщения поверхности выдерживали в порошке при температуре $T = 950$ °С в течение 6 ч.

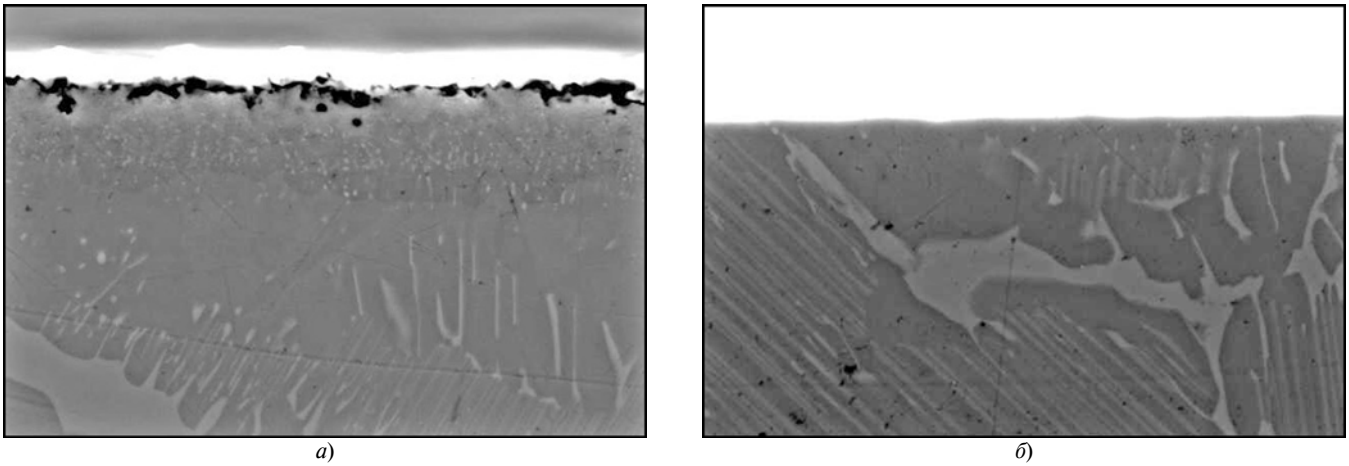
Высокотемпературное окисление образцов на спокойном воздухе осуществляли в печи Naberhterm N60E (Германия) при температуре 800 °С в течение 500 ч. На высокотемпературную коррозию испытывали нанесением слоя синтетической золы при последующей выдержке при температуре 800 °С в течение 500 ч [5]. Через каждые 50 ч слой золы вместе с продуктами коррозии удаляли, образцы взвешивали на аналитических весах Mettler Toledo (Швейцария) с точностью 0,01 мг и снова наносили слой золы.

Микроструктуру образцов исследовали на растровом электронном микроскопе JSM-6490LV (Япония). Изменение состава по глубине коррозионного слоя оценивали микрорентгеноспектральным анализом (МРСА) с помощью энергодисперсионного спектрометра Oxford Instruments (США).

Результаты эксперимента

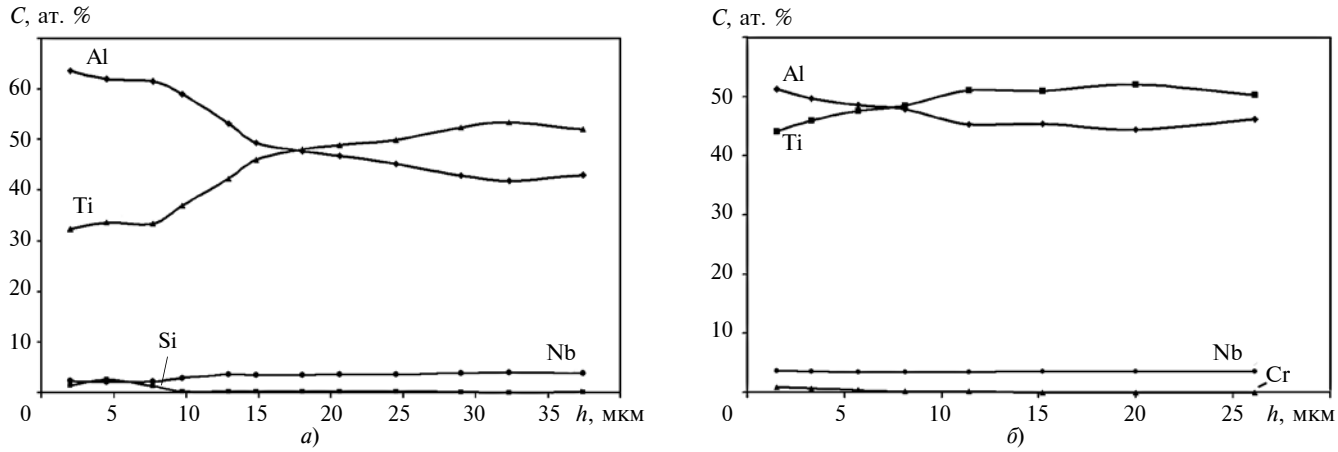
На рис. 1 и 2 представлены фотографии микроструктуры и процентное содержание C химических элементов по глубине алитированного слоя, сформированного двумя способами (системы Al—Si—Y и Al—Cr).

Анализ показал, что при химико-термической обработке (ХТО) образцов из интерметаллидного сплава формируются алитированные слои для систем Al—Si—Y и Al—Cr толщиной соответственно



а) *б*)

Рис. 1. Микроструктуры поверхностных слоев образцов после алитирования вакуумным ионно-плазменным (*а*) и порошковым (*б*) способами



а) *б*)

Рис. 2. Процентное содержание *C* химических элементов (Al, Ti, Nb Si, Cr) по глубине *h* алитированного слоя до испытаний при использовании систем Al—Si—Y (*а*) и Al—Cr (*б*)

15 и 5 мкм. Данный поверхностный слой образуется в результате взаимной диффузии химических элементов сплава и насыщающей среды в процессе термической обработки. Данный слой не имеет четкой границы и отличается химическим и структурно-фазовым составом от основного материала. При использовании системы Al—Si—Y алитированный слой легирован кремнием и иттрием, при этом в 1,3—1,4 раза возрастает содержание алюминия по сравнению с содержанием его в сплаве. Сформированный слой характеризуется двухзонным строением примерно одинаковой толщины (10 мкм). Кремний, легирующий покрытие, в основном находится в верхней зоне, а иттрий по всей толщине слоя не превышает 1 %. Рентгенофазовый анализ показал, что верхняя зона состоит из силицидов титана (Ti_xSi_y) и фазы Al_3Ti, нижняя зона в основном содержит фазу γ-TiAl.

Аналогичное строение и состав имеет алитированный слой, сформированный в процессе ХТО с использованием порошка системы Al—Cr. Здесь в отличие от первого способа вместо силицидов имеет место обогащение фазы Al_3Ti хромом, который выделяется в виде α-Cr и формирует твердый раствор хрома в интерметаллидной фазе.

На рис. 3 представлены зависимости изменения удельной массы *q* образцов от времени *t* окисления на воздухе при двух способах алитирования и ис-

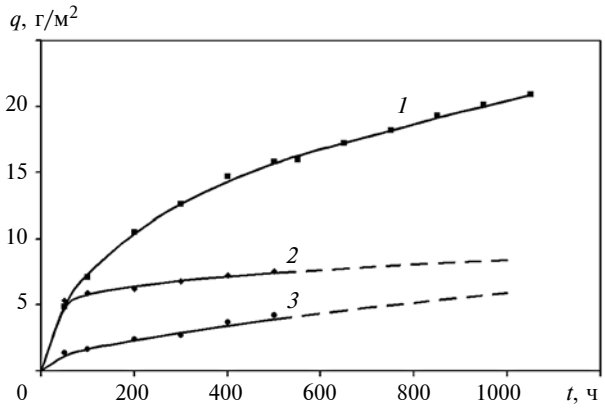
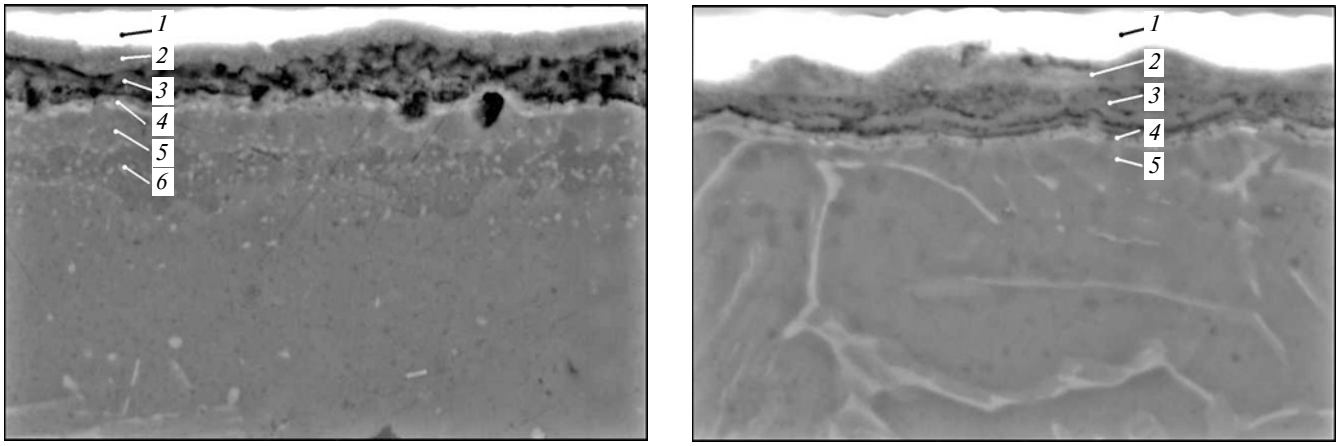
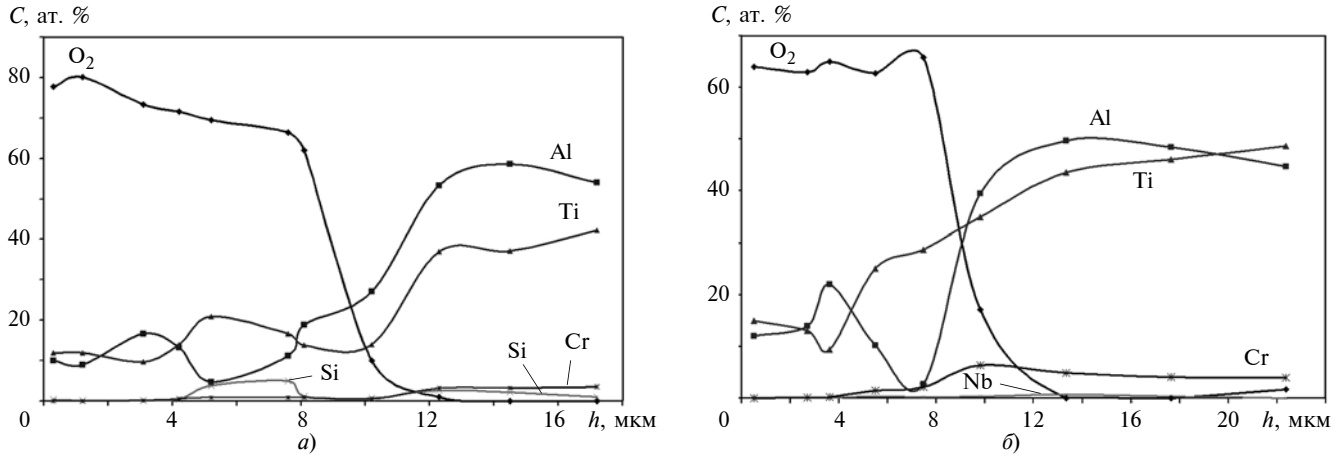


Рис. 3. Зависимости изменения удельной массы *q* оксидного слоя на образцах из сплава TNM-B1 от времени *t* окисления:
1 — без ХТО; *2* — система Al—Si—Y; *3* — система Al—Cr



а) *б*)

Рис. 4. Металлографический анализ поверхностных слоев (*1—6*) образцов после ВТО:
а — система Al—Si—Y; *б* — система Al—Cr



а) *б*)

Рис. 5. Процентное содержание *C* химических элементов (O_2, Al, Ti, Si, Cr, Nb) по глубине *h* алитированных слоев, полученных при использовании систем Al—Si—Y (*а*) и Al—Cr (*б*)

ходного материала без ХТО. Данные зависимости имеют по два участка — этап начального окисления и этап равномерного увеличения оксидного слоя. Второй этап начинается после 100 ч выдержки в образцах с алитированием и после 450 ч в образце без ХТО. Начальный этап окисления подчиняется степенной зависимости $q = k_1 t^{\beta}$, второй этап равномерного увеличения оксидного слоя характеризуется линейной зависимостью $q = b + k_2 t$, где t — время испытания; k_1, k_2 и b — коэффициенты; β — показатель степени (таблица). Анализ показал, что коэффициент k_2, характеризующий скорость коррозии на этапе равномерного окисления, в 2,5 раза меньше при алитировании системой Al—Si—Y и в 1,4 раза при использовании системы Al—Cr относительно исходного материала, т. е. алитирование значительно замедляет процесс окисления. Для объяснения этого выполнен металлографический анализ (рис. 4, *а*, *б*).

Условия испытания	k_1	β	k_2	b
Исходный материал, без золы	0,7	0,50	0,010	10,7
Покрытие системы Al—Cr, без золы	0,5	0,36	0,007	2,2
Покрытие системы Al—Si—Y, без золы	3,3	0,12	0,004	5,5
Исходный материал, с золой	$-6{,}2 \cdot 10^{-7}$	4,10	−0,600	−40,6
Покрытие системы Al—Cr, с золой	$-1{,}4 \cdot 10^{-5}$	3,10	−0,470	−7,7

На рис. 5 представлены процентные содержания химических элементов в поверхностном слое после испытаний.

При продолжительной выдержке при высоких температурах поверхность окисляется и образуется коррозионный слой глубиной до 15 мкм для системы Al—Si—Y и до 10 мкм для системы Al—Cr. В обоих случаях коррозионный слой характеризуется слоистым строением. Механизм окисления аналогичен окислению сплава без ХТО.

Слоистая структура коррозионного слоя указывает на следующий механизм окисления алитиро-

ванного слоя. Сначала на поверхности образцов, алитированных системой Al—Si—Y, зарождаются оксиды титана, алюминия и кремния, которые разрастаются, формируя сплошную пленку. При этом со временем активизируются диффузионные процессы, что вызывает неравномерное распределение химических элементов в поверхностном слое материала. В первом слое (толщина до 2 мкм) наблюдаются и оксиды титана, и алюминия, и незначительное содержание оксидов кремния. Во втором слое (толщина 1,5÷2,5 мкм) увеличивается количество оксидов алюминия и снижается содержание оксидов титана. Оксиды кремния отсутствуют, но имеют место оксиды иттрия, которые в других слоях не обнаруживаются. Третий слой (толщина до 4 мкм) характеризуется значительным преобладанием доли оксидов титана и повышенным количеством оксида кремния. Рассмотренные три слоя относятся к верхней зоне алитированного слоя. Взаимодействие силицидов титана и интерметаллидной фазы Al_3Ti с кислородом, находящимся в воздухе, приводит к образованию разных оксидов. Разная скорость диффузии по катионным и анионным вакансиям в оксидах обусловливает неравномерное распределение химических элементов, а соответственно, и оксидов.

Формирующиеся оксидные слои тормозят дальнейшее окисление материала, на что указывает характер распределения кислорода и других химических элементов сплава в поверхностном слое. Пятый и шестой коррозионные слои не содержат оксидов, на глубине 10 мкм он не обнаруживается. Его проникновение тормозится тонкой прослойкой из оксида алюминия четвертого слоя. Он блокирует и восходящую диффузию ниобия из интерметаллидного сплава: ниобий накапливается в четвертом слое. Торможение диффузии химических элементов приводит к снижению скорости окисления и к повышению жаростойкости алитированной поверхности.

При окислении образцов с использованием системы Al—Cr формируется аналогичная слоистая структура оксидного слоя такого же состава. Отличие состоит лишь в активной диффузии хрома в глубь сплава и отсутствии на поверхности его оксидов.

В газовоздушный тракт двигателя могут попадать соединения серы и ванадия, которые являются коррозионно-активными веществами и могут вызвать высокотемпературную газовую коррозию (ВТГК), скорость которой на два—три порядка выше скорости окисления при высокой температуре [5]. Для изучения особенностей ВТГК интерметаллидного сплава с алитированием проведены высокотемпературные испытания образцов со слоем ХТО и без него с использованием синтетической золы. Результаты испытаний приведены на рис. 6.

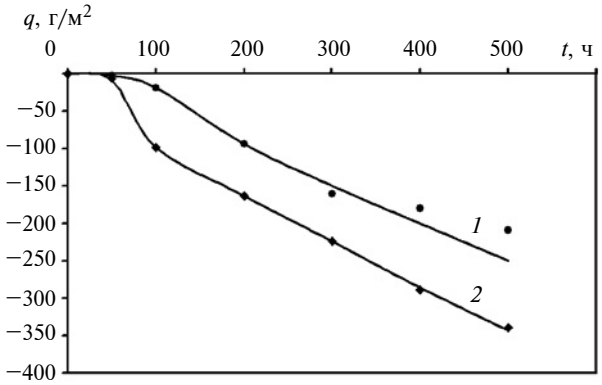


Рис. 6. Зависимости изменения удельной массы *q* образцов при испытаниях на ВТГК:

1 — сплав, алитированный системой Al—Cr; *2* — сплав без ХТО

Зависимости, так же как и при высокотемпературном окислении, имеют два участка: начальный этап коррозии — 50÷100 ч выдержки; линейный участок — равномерное увеличение коррозионного слоя. Отрицательные значения коэффициентов k_1 и k_2 указывают на снижение удельной массы материала вследствие скалывания образующихся слоев на поверхности образцов, что обусловлено высокими внутренними напряжениями при увеличении оксидного слоя, и недостаточными адгезией и когезией формируемых слоев оксидов.

Коррозия образцов после ХТО значительно меньше коррозии образца в исходном состоянии, т. е. стойкость сплава после алитирования к ВТГК в 1,6 раза выше.

Таким образом, в результате алитирования поверхности интерметаллидного сплава образуется слой, толщина которого зависит от вида контакта поверхности с насыщающей средой и условий термической обработки.

Алитированный слой повышает жаростойкость поверхности и замедляет высокотемпературную газовую коррозию, но ввиду низкого сцепления оксидного слоя с подложкой не обеспечивается длительная защита материала в агрессивных средах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Имаев В. М., Имаев Р. М., Оленева Т. И.** Современное состояние исследований и перспективы развития технологий интерметаллидных γ-TiAl: Письма о материалах. 2011. Т. 1. С. 25—31.
2. **Смыслов А. М., Быбин А. А., Даутов С. С.** Исследование высокотемпературной газовой коррозии интерметаллидного сплава TNM-B1 // Вестник машиностроения. 2015. № 7. С. 68—71.
3. **Коровин Н. В.** Общая химия. М.: Высшая школа, 1998. 559 с.
4. **Jafarian H. R., Mirzamohammdi S., Sabour A.** Investigation on Microstructure and Oxidation Behavior of Cr-modified Aluminide Coating on γ-TiAl Alloys // Physicochemical Mechanics of Materials. 2011. № 4. P. 47—51.
5. **Никитин В. И.** Коррозия и защита лопаток газовых турбин. Л.: Машиностроение, 1987. 272 с.

УДК 621.771.011.001.57

И. Р. СУЛЕЙМАНОВА, Я. А. ЕРИСОВ, А. Г. ШЛЯПУГИН (Самарский государственный аэрокосмический университет им. С. П. Королева), e-mail: illi-mira@yandex.ru

Компьютерное моделирование процесса штамповки полутора из кольцевой заготовки

Приведены результаты численного анализа вытяжки полутора из кольцевой заготовки для определения оптимальных параметров процесса, в первую очередь диаметра отверстия в заготовке.

Ключевые слова: вытяжка, напряженно-деформированное состояние, алюминиевый сплав АМг5М, моделирование.

The results of numerical analysis of half-torus drawing from ring billet for determination of optimal process parameters, primarily the hole diameter in a billet, are presented.

Keywords: drawing, stressed-deformed state, "AMr5M" aluminum alloy, modeling.

В ракетно-космической технике для хранения и транспортировки окислителя и горючего используют торообразные конструкции из высокопрочных алюминиевых сплавов, например торовые баки, которые изготовляют сваркой двух полуторов.

Производство торовых баков основывается на типовом технологическом процессе, который включает в себя раскрой круглой заготовки, вытяжку за два перехода с промежуточным разупрочняющим отжигом, калибровку, отбортовку фланцев, обрезку технологического припуска и сварку. Особенность вытяжки полутора заключается в наличии значительного свободного участка, на котором образуются гофры [1, 2]. Избежать образования гофр, используя давление прижима, не удается, поэтому в технологический процесс включена операция калибровки для разводки гофр.

Чтобы исключить образование складок, необходимо изменить соотношение между деформациями, уменьшив деформацию сжатия. Для этого было предложено использовать кольцевые заготовки, которые позволят не только устранить гофрообразование, но и сократить число переходов при вытяжке полутора до одного в результате более свободного перемещения металла из центральной части заготовки.

При вытяжке полутора из сплошной заготовки под действием сжимающих тангенциальных напряжений образуются гофры. При вытяжке кольцевой заготовки вследствие отбортовки схема напряженного состояния на фланце изменяется на двухосное растяжение, что является необходимым условием для устранения гофрообразования. При этом необходим контроль за обеспечением пластичности у кромки заготовки, чтобы увеличение отверстия не сопровождалось образованием разрывов.

Рассмотрим результаты численного анализа вытяжки полутора из кольцевой заготовки для оптимизации значимых параметров процесса, в первую очередь диаметра отверстия в заготовке.

Методика моделирования

На рис. 1 (см. обложку) представлена трехмерная конечно-элементная модель процесса вытяжки полутора из кольцевой заготовки в программе PAM-STAMP 2 Gv2012.2 (ESI Group), в которой использовали четырехузловые оболочные конечные элементы. Для сокращения числа элементов моделировали четверть объема, отсеченную плоскостями ZX и ZY.

Были созданы три контактные пары: пуансон—заготовка, прижим—заготовка, матрица—заготовка, в которых процесс трения подчиняется закону Кулона (коэффициент трения $\mu = 0{,}1$). К прижиму по оси Z прикладывается постоянное усилие $F = 250$ кН. Пуансон перемещается с постоянной скоростью в направлении оси Z, матрица неподвижна. Считаем, что матрица и прижим — жесткие тела.

Наружный радиус заготовки $R_н = 516{,}5$ мм. В ходе моделирования варьировали радиус отверстия в кольцевой заготовке: $R_о = 200$, 300 и 400 мм. Материал заготовки — сварной высокопрочный сплав АМг5М. Для его исследования использовали модель ортотропного упругопластического материала. Направление прокатки задавали по оси Y. Упрочнение материала в ходе пластической деформации подчинялось закону Свифта.

Свойства сплава АМг5М

Модуль Юнга E, ГПа	69
Коэффициент Пуансона μ, ГПа	0,3
Плотность ρ, кг/м^3	2,6
Коэффициенты Лэнкфорда:	
R_0	0,713
R_{45}	0,927
R_{90}	0,784
Коэффициент упрочнения k, ГПа	0,549
Степень упрочнения n	0,2658
Деформация начала пластического течения ε_0	0,007721

Моделированием установлено, что при радиусе отверстия $R_о = 200$ мм, его размеры в процессе вытяжки практически не изменяются, процесс близок к вытяжке сплошной заготовки. Так же как и при вытяжке заготовки без отверстия наблюдается интенсивное гофрообразование. При больших радиу-

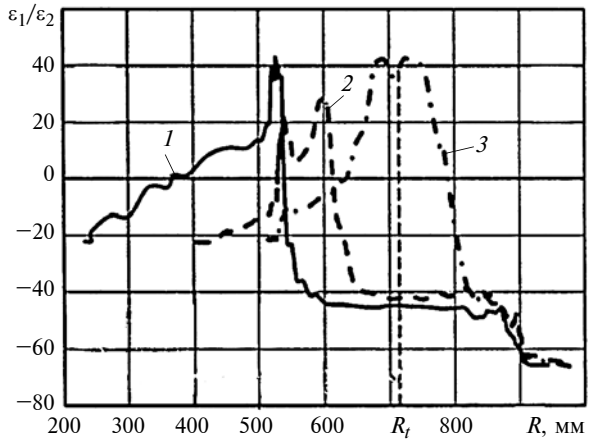


Рис. 2. Распределения отношения $\varepsilon_1/\varepsilon_2$ деформаций в кольцевой заготовке по радиусу *R* при вытяжке при R_0 = 200 (*1*); 300 (*2*) и 400 мм (*3*)

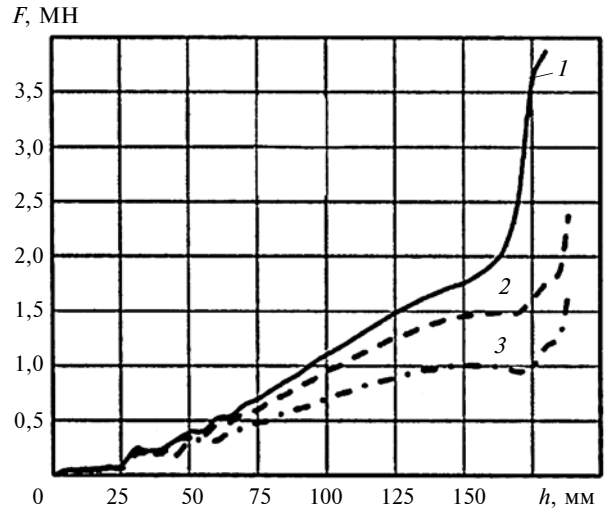


Рис. 3. Изменение усилия *F* по ходу (*h*) пуансона при R_0 = 200 (*1*); 300 (*2*) и 400 мм (*3*)

сах отверстие значительно увеличивается, гофрообразование отсутствует.

При изменении радиуса R_0 отверстия меняется отношение $\varepsilon_1/\varepsilon_2$ деформаций, действующих в плоскости *XY* (рис. 2). Чем меньше радиус отверстия, тем выше вероятность появления гофр из-за преобладания деформаций сжатия. При этом с увеличением радиуса отверстия наибольшие значения отношения $\varepsilon_1/\varepsilon_2$ деформаций смещаются от центра. При R_0 = 400 мм наибольшее значение $\varepsilon_1/\varepsilon_2$ наблюдается возле вершины полутора (R_t), а зависимость $\varepsilon_1/\varepsilon_2 = F(R)$ — симметрична относительно этого значения. Для участка фланца, расположенного под прижимом, отношение $\varepsilon_1/\varepsilon_2$ деформаций одинаково при любых значениях радиуса отверстия.

Установлено, что чем меньше R_0, тем большее усилие *F* необходимо приложить к пуансону (рис. 3) и тем выше вероятность вытягивания фланца заготовки из-под прижима при вытяжке. Таким образом, чтобы устранить гофрообразование, следует обеспечить смещение материала из центральной части к периферии. В этом случае фланец из-под прижима практически не вытягивается и складки не образуются. Если смещение материала из центральной части заготовки затруднено, например в случае малого отверстия, то образуются складки, так как увеличение высоты полутора происходит за счет фланцевой части, а усилия прижима недостаточно.

Однако чем больше радиус отверстия, тем значительнее его увеличение, следовательно, деформация на кромке отверстия может превысить предельно допустимое значение, что приведет к образованию трещин.

На рис. 4 приведены распределения утонения *U* по радиусу *R* в зависимости от диаметра R_0 отверстия. В заготовках с R_0 = 200 и 300 мм есть опасные участки, в которых происходит интенсивное утонение материала. Они соответствуют перегибу на внутреннем радиусе матрицы. При вытяжке заго-

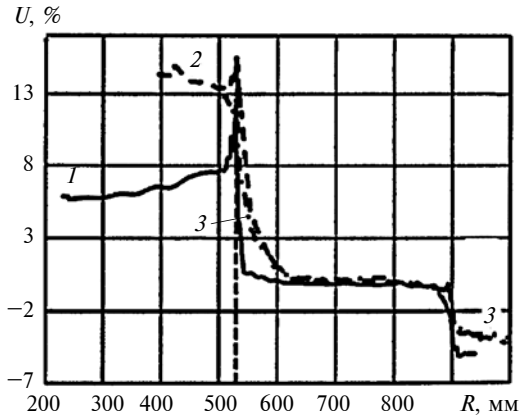


Рис. 4. Распределения утонения *U* при вытяжке кольцевых заготовок с R_0 = 200 (*1*); 300 (*2*) и 400 мм (*3*)

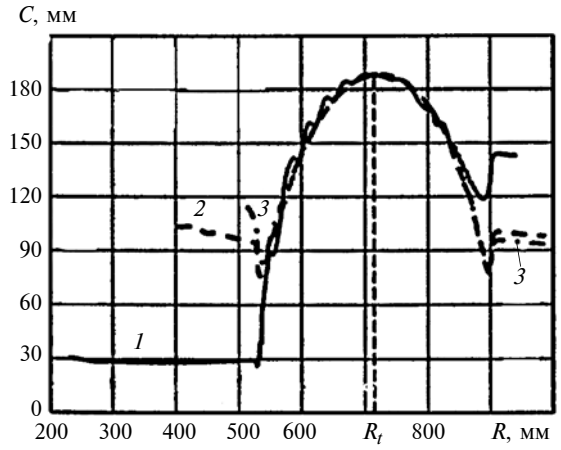


Рис. 5. Смещения *C* контуров отверстий при вытяжке кольцевых заготовок с R_0 = 200 (*1*); 300 (*2*) и 400 мм (*3*)

УДК 621.9.025

В. П. ТАБАКОВ, д-р техн. наук (Ульяновский ГТУ), А. В. ЧИХРАНОВ, канд. техн. наук (Технологический институт — филиал Ульяновской ГСХА им. П. А. Столыпина, г. Димитровград), e-mail: chihranov@mail.ru

Влияние условий осаждения покрытия на его механические свойства и работоспособность режущего инструмента[1]

Исследовано влияние температуры конденсации и конструкции катодов на параметры структуры и механические свойства покрытия. Установлено влияние параметров структуры покрытия на размеры блоков когерентного рассеяния, остаточные напряжения и микротвердость покрытия, а также интенсивность изнашивания режущего инструмента.

Ключевые слова: режущий инструмент, покрытие, температура конденсации, катоды, параметры структуры, механические свойства, износостойкость, период стойкости.

The influence of condensation temperature and cathodes structure on structure parameters and mechanical properties of coating is studied. The influence of coating structure parameters on blocks sizes of coherent scattering, residual stresses and coating microhardness, and also wear rate of a cutting tool is determined.

Keywords: cutting tool, coating, condensation temperature, cathodes, structure parameters, mechanical properties, wear resistance, endurance period.

Методы нанесения износостойких покрытий, в частности, метод конденсации вещества с ионной бомбардировкой в вакууме, позволяют получать разные покрытия для упрочнения режущего инструмента [1—3] с целью повышения эффективности механической обработки [4—6]. В настоящее время применяют многослойные покрытия, наиболее отвечающие требованиям износостойкости. Формирование покрытий, каждый слой которых имеет свое функциональное назначение, основано на направленном выборе их механических свойств. Существенное влияние на механические свойства покрытий и, следовательно, работоспособность режущего инструмента оказывают условия их осаждения — температурный режим, конструкция катодов, их число и взаимное расположение в камере установки для нанесения покрытий.

Цель работы — установить связь условий осаждения износостойких покрытий на их механические свойства и работоспособность режущего инструмента.

Покрытия наносили на установке "Булат-6" с использованием катодов из титана, циркония, сплавов титана с алюминием и титана с кремнием, а также составных катодов из титана со вставками из циркония и хрома. Исследовали одноэлементные (TiN) и многоэлементные (TiZrN, TiZrCrN, TiZrAlN и TiZrSiN) покрытия. Химический состав покрытий определяли методом рентгеноспектрального анализа на установке МАР-4 с учетом ZAF-поправок. Структурные параметры покрытий (период a кристаллической решетки, полуширину β_{111} рентгеновской дифракционной линии) и остаточные сжимающие напряжения σ_0 исследовали на дифрактометре "ДРОН-3М", относительную микродеформацию $\Delta a/a$ кристаллической решетки и размеры D блоков областей когерентного рассеяния (ОКР) рассчитывали по методике работы [7]. Микротвердость H покрытий определяли по методике работы [8] на микротвердомере Tukon 1202. Адгезионную прочность покрытий оценивали коэффициентом K_o отслоения (меньше коэффициент K_o — больше адгезионная прочность), который определяли на твердомере ТК-2М по методике рабо-

[1] Работа выполнена при поддержке РФФИ (грант № 15-08-0356).

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 72)

товки без отверстия на данном участке возникают трещины. При $R_o > 300$ мм утонения на данном участке не происходит.

На рис. 5 показано смещение C контура отверстия при вытяжке кольцевых заготовок с разными радиусами отверстия. При $R_o = 300$ и 400 мм наблюдается более равномерное перемещение материала и с фланца, и из центральной части, что способствует и более равномерному утонению материала, чем при $R_o = 200$ мм. Смещение материала из центральной части практически не происходит.

Таким образом, моделированием установлено, что в кольцевой заготовке при вытяжке вероятность образования гофр ниже, чем в заготовке без отверстия. Распределение деформаций по образующей отштампованной детали зависит от диаметра отверстия в заготовке.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Романовский В. П.** Справочник по холодной штамповке. Л.: Машиностроение, 1971. 782 с.
2. **Семенов Е. И.** Ковка и штамповка: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 568 с.

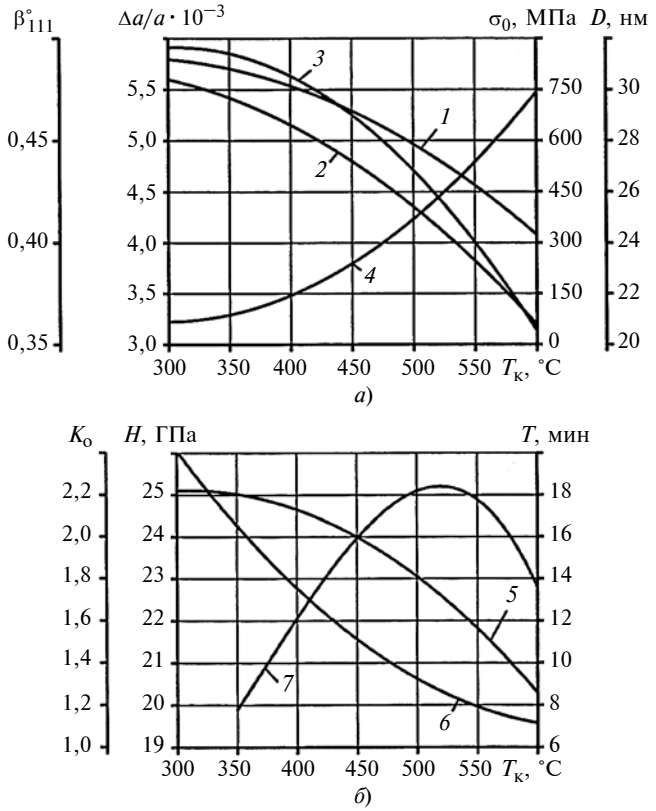


Рис. 1. Влияние температуры конденсации $T_к$ на структурные параметры $\Delta a/a$ (*1*) и β_{111} (*2*), механические свойства σ_0 (*3*), *D* (*4*), *H* (*5*), $K_о$ (*6*) и период *T* (*7*) стойкости пластин из сплава ВК6 с покрытием TiN

ты [1]. Работоспособность режущего инструмента оценивали по периоду *T* стойкости и интенсивности *J* изнашивания при точении заготовок из сталей 30ХГСА и 12Х18Н10Т сменными многогранными пластинами из твердых сплавов ВК6, МК8 и МС146.

Исследовали влияние температуры и конструкции катодов на структурные параметры и механические свойства износостойких покрытий. Установлено, что при изменении температуры $T_к$ конденсации фазовый состав покрытия TiN, представляющий собой во всех случаях δ-нитрид NaCl титана с ГЦК решеткой, не изменяется. При снижении температуры $T_к$ (рис. 1) с 600 до 300 °С в покрытия TiN ширина β_{111} рентгеновской линии увеличивается в 1,34 раза, микродеформация кристаллической решетки $\Delta a/a$ — в 1,4 раза, размер *D* блоков ОКР уменьшается с 29,9 до 20,9 нм, а сжимающие остаточные напряжения σ_0 увеличиваются с 42 до 875 МПа. Период *a* кристаллической решетки при этом остается практически постоянным. При увеличении $\Delta a/a$, уменьшении размера *D* и снижении температуры $T_к$ повышается микротвердость *H*. В то же время снижение температуры $T_к$ ведет к уменьшению прочности адгезии покрытия с твердосплавной основой, что связано с недостаточной термоактивацией поверхности инструментальной основы и, следовательно, недостаточным числом активных центров для образования прочной адгезионной связи покрытия с инструментальной основой. Отслоению покрытия при низкой температуре конденсации способствуют также высокие остаточные напряжения.

Аналогичные связи структурных параметров и механических свойств с температурой конденсации наблюдаются и у многоэлементных покрытий, но при этом отмечается тенденция снижения влияния температуры $T_к$ при переходе от одноэлементных покрытий к двух- и трехэлементным покрытиям (табл. 1). Для многоэлементных покрытий по сравнению с одноэлементными характерны бóльшие остаточные сжимающие напряжения σ_0 и меньшие размеры *D* блоков ОКР.

Изменение структурных параметров и механических свойств покрытий при изменении температуры $T_к$ отражается на работоспособности режущих пластин. Зависимость периода *T* стойкости от температуры $T_к$ имеет экстремальный характер (см. рис. 1). Пластины из сплава ВК6 с покрытием TiN имеют максимальный период *T* стойкости при температуре $T_к$ = 500÷550 °С; при снижении или увеличении температуры $T_к$ период *T* стойкости уменьшается. При $T_к$ < 500 °С уменьшение периода *T* стойкости связано с недостаточной адгезионной прочностью покрытия с инструментальной основой, что подтверждают большие коэффициенты $K_о$ и разрушение покрытия на контактных площадках пластин при резании. Покрытие, нанесенное при $T_к$ = 500÷550 °С, сохраняется на контактных площадках пластин до принятого критерия износа. При температуре $T_к$ > 550 °С уменьшение периода *T* стойкости пластин связано с уменьшением сжимающих остаточных напряжений σ_0, которые меньше сдерживают трещинообразование в покрытии при резании, и уменьшением микротвердости *H* покрытия.

Таблица 1

Структурные параметры и механические свойства износостойких покрытий

Покрытие	$T_к$, °С	*a*, нм	β°_{111}	*D*, нм	σ_0, МПа
TiAlN	300	0,4252	0,51	19,5	−2189
	450	0,4225	0,50	19,9	−1227
	600	0,4252	0,49	20,4	−980
TiZrN	300	0,4333	0,62	15,69	−1385
	450	0,4344	0,56	17,55	−1256
	600	0,4332	0,52	19,50	−365
TiZrAlN	300	0,4344	0,72	13,35	−1604
	450	0,4352	0,67	14,42	−1450
	600	0,4356	0,60	16,26	−506

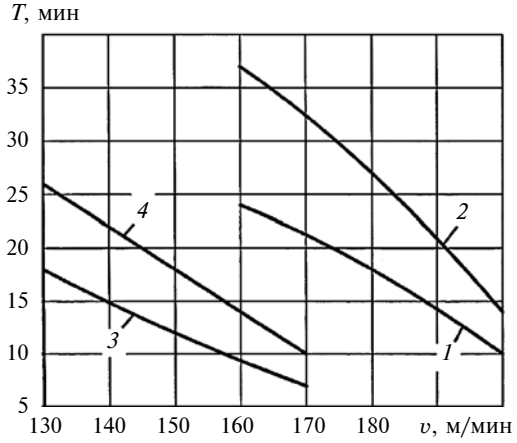


Рис. 2. Влияние скорости *v* резания на период *T* стойкости пластин из сплава МК8 при точении заготовок из сталей 30ХГСА (*1* и *2*) и 12Х18Н10Т (*3* и *4*) инструментом с покрытием TiN (*1* и *3*) и TiN* (*2* и *4*) при подаче *S* = 0,3 мм/об и глубине резания *t* = 0,5 мм

Анализ зависимостей на рис. 1 показал, что повышение адгезионной прочности покрытий, полученных при $T_к < 550$ °С, в сочетании с их более высокой микротвердостью *H* и меньшим размером *D* блоков ОКР должно привести к увеличению периода *T* стойкости пластин. Это можно обеспечить осаждением покрытия при постепенном снижении температуры $T_к$ или последовательным осаждением, если нижний слой наносить при $T_к = 600$ °С, что обеспечивает высокую адгезионную прочность, а верхний слой наносить при $T_к = 300$ °С, что обеспечивает малый размер *D* блоков ОКР и высокую микротвердость *H*. Такая технология весьма эффективна. Покрытия TiN и TiZrN, полученные в указанных условиях (на рис. 2 и в табл. 2 отмечены звездочкой), повышают период *T* стойкости пластин МК8 и снижают интенсивность *J* изнашивания пластин ВК6 соответственно в 1,4—1,6 раза и в 1,3—1,7 раза в зависимости от обрабатываемого материала (стали 30ХГСА и 12Х18Н16Т), а также условий резания по сравнению с покрытиями, полученными по традиционной технологии.

Многоэлементные покрытия можно осаждать с использованием раздельных катодов, изготовленных из однородного материала (например Ti, Zr, Cr), и составных, в корпусе которых есть вставка из другого материала.

Влияние конструкции катода на структурные параметры и механические свойства исследовали на покрытии TiZrN. В первом случае покрытие наносили с применением трех раздельных катодов — два из титана, один — из циркония. Во втором случае использовали три составных катода из титана, в корпус которых были запрессованы вставки из циркония.

При использовании раздельных катодов (рис. 3, *а*, табл. 3) получили двухфазное покрытие TiZrN, состоящее из смеси твердых растворов циркония в нитриде титана и титана в нитриде циркония. В покрытии одновременно присутствуют две ГЦК-фазы, близкие по составу соответственно нитриду титана и нитриду циркония, что свидетельствует о его слоистой структуре. При перемещении режущего инструмента в камере установки относительно катодов из титана и циркония за один оборот стола образуется структура с чередованием мультислоев отдельных фаз TiN и ZrN, разделенных переходными мультислоями переменного состава $Ti_xZr_{1-x}N$.

Установлено, что периоды решеток простых нитридов больше периодов, характерных для соответствующих нитридов стехиометрического состава, что может быть связано с наличием остаточных упругих деформаций в кристаллической решетке материала покрытий. При изменении состава покрытия (см. табл. 3) период кристаллической решетки нитрида титана увеличивается, а нитрида циркония — уменьшается, что может быть связано с взаимным обогащением фаз вторым компонентом.

Изменение состава покрытия влияет на ширину β_{111} рентгеновской линии и размер *D* блоков ОКР. При повышении содержания циркония в покрытии ширина β_{111} увеличивается, а размер *D* блоков

Таблица 2

Интенсивность *J*, 10^{-4} мм/м, изнашивания пластин ВК6 с покрытиями TiZrN

Покрытие	Обработка сталей со скоростью *v*, м/мин, подачей *S* = 0,15 мм/об и глубиной резания *t* = 0,5 мм							
	30ХГСА				12Х18Н10Т			
	160	200	240	280	80	100	120	140
TiZrN	0,9	0,75	0,6	0,75	0,69	0,61	0,56	0,65
TiZrN*	0,6	0,48	0,32	0,55	0,48	0,42	0,32	0,42
TiZrN**	1,17	1,01	0,80	0,95	0,89	0,85	0,76	0,84

*Покрытие, полученное при изменении $T_к$.
**Покрытие, полученное с использованием составных катодов.

Таблица 3

Структурные параметры покрытия TiZrN, полученного с использованием раздельных катодов, нанесенного на сплав ВК6

Состав покрытия	*a*, нм		β°_{111}		*D*, нм	
	TiN	ZrN	TiN	ZrN	TiN	ZrN
100 % Ti	0,4254	—	0,45	—	22,58	—
70 % Ti, 30 % Zr	0,4275	0,4500	0,76	1,34	12,59	7,0
50 % Ti, 50 % Zr	0,4286	0,4587	0,87	1,33	10,92	7,05
20 % Ti, 80 % Zr	0,4310	0,4603	0,89	0,90	10,67	10,54
100 % Zr	—	0,4609	—	0,57	—	17,08

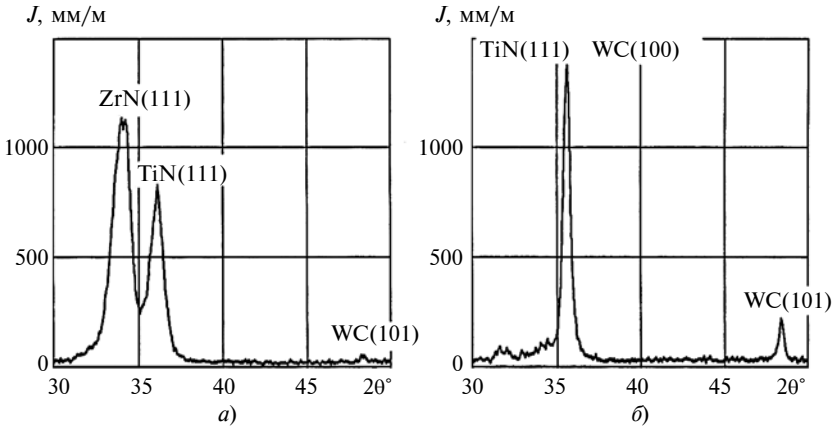


Рис. 3. Дифрактограммы покрытия TiZrN, полученного с использованием раздельных (*а*) и составных (*б*) катодов, нанесенного на сплав МК8

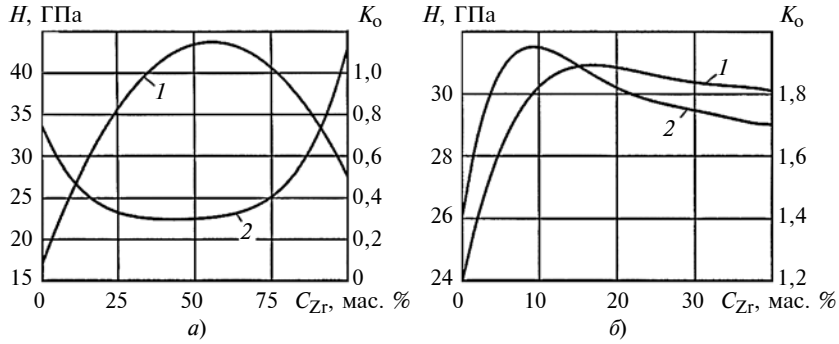


Рис. 4. Влияние содержания C_{Zr} циркония на микротвердость *H* (*1*) и коэффициент K_o отслоения (*2*) покрытия TiZrN, полученного с использованием раздельных (*а*) и составных (*б*) катодов, нанесенного на сплав ВК

уменьшается для фазы TiN также, как и при повышении содержания титана в твердом растворе титана с нитридом циркония для фазы ZrN. Увеличение ширины рентгеновской линии при изменении состава покрытия указывает на повышение микродеформаций кристаллической решетки [9].

Полученное с использованием составных катодов покрытие TiZrN — однофазное (рис. 3, *б*, табл. 4), представляет собой твердый раствор циркония в нитриде титана. При повышении содержания циркония в покрытии увеличиваются период *a* кристаллической решетки и ширина β_{111} рентгеновской линии, а размер *D* блоков уменьшается, как при получении покрытия с использованием раздельных катодов.

Данные табл. 3 и 4 показывают, что для покрытия TiZrN, полученного с использованием раздельных катодов, характерны бóльшая ширина β_{111} линии и меньший размер *D* блоков, что указывает на бóльшую деформацию кристаллической решетки покрытий.

Изменение состава покрытия существенно влияет на его микротвердость (рис. 4). При повышении содержания циркония в покрытии TiZrN независимо от конструкции катодов, используемых при его осаждении, микротвердость увеличивается. Зависимость микротвердости от содержания циркония в покрытии имеет экстремальный характер, аналогичный изменению структурных параметров. Максимальная микротвердость покрытий TiZrN, полученных с использованием раздельных катодов, выше, чем покрытий, полученных с использованием составных катодов (соответственно 44,5 и 32,2 ГПа), что можно объяснить бóльшими микродеформациями их кристаллической решетки и меньшим размером *D* блоков ОКР.

Адгезионная прочность покрытий TiZrN, полученных с использованием раздельных катодов, выше, чем покрытий, полученных с использованием составных катодов (см. рис. 4). Меньший коэффициент K_o отслоения покрытий TiZrN, полученных с использованием раздельных катодов, несмотря на их высокую микротвердость объясняется их мультислойной структурой, которая отсутствует при осаждении покрытия с использованием составных катодов. Мультислойная структура повышает сопротивление покрытий трещинообразованию и их отслоению на границе с инструментальной основой.

Бóльшие микротвердость и адгезионная прочность покрытий TiZrN, полученных с использованием раздельных катодов, обеспечивают высокую работоспособность режущего инструмента. Интенсивность изнашивания пластин ВК6 с покрытиями TiZrN, полученными с использованием раздельных катодов, в 1,3—1,4 раза меньше по сравнению с аналогичным показателем для пластин ВК6 с покрытиями, полученными с использованием составных катодов (см. табл. 2).

Таблица 4

Структурные параметры покрытия TiZrN, полученного с использованием составных катодов, нанесенного на сплав ВК6

Содержание, мас. %		*a*, нм	β°_{111}	*D*, нм
Ti	Zr			
100	—	0,4254	0,45	22,58
94,0	6,0	0,4256	0,48	20,86
91,6	8,4	0,4264	0,50	19,90
83,9	16,1	0,4285	0,67	13,94
56,4	43,3	0,4364	1,20	7,82

Таблица 5

Структурные параметры и механические свойства трехэлементных покрытий, нанесенных на сплав МК8

Покрытие	Содержание мас. %		β°_{111}	D, нм	σ_0, МПа	H, ГПа	K_o	J, 10^{-4} мм/м, при точении заготовок из сталей	
	Zr	Me_2						30ХГСА	12Х18Н10Т
TiZrN	13,43	—	0,55	17,89	−1256	36,6	1,32	0,23	0,87
TiZrCrN	13,46	8,50	0,63	15,41	−1422	42,2	1,57	0,17	0,66
TiZrAlN	13,85	9,25	0,67	14,42	−1413	43,3	0,88	0,13	0,50
TiZrSiN	13,73	0,84	0,66	14,64	−1746	41,8	1,55	0,13	0,53

Примечание: Me_2 — соответственно Cr, Al, Si.

Используя составные катоды из титана со вставками циркония и хрома, а также катоды из сплавов титана с алюминием и титана с кремнием, осаждали трехэлементные покрытия $TiZrMe_2N$: TiZrCrN, TiZrAlN и TiZrSiN, которые являются однофазными и представляют собой твердые растворы дополнительных элементов в нитриде титана. В качестве примера на рис. 5 приведена дифрактограмма покрытия TiZrCrN. Для трехэлементных покрытий характерны все связи структурных параметров и механических свойств с составом покрытия, как и для двухэлементных покрытий TiZrN. С повышением содержания в них второго дополнительного легирующего элемента изменяется (увеличивается или уменьшается в зависимости от соотношения атомарных радиусов титана и дополнительного элемента) период a кристаллической решетки, увеличивается ширина β_{111} рентгеновской линии, уменьшается размер D блоков и увеличиваются сжимающие остаточные напряжения σ_0 (табл. 5).

Изменение структурных параметров ведет к повышению микротвердости и снижению адгезионной прочности покрытия с инструментальной основой (исключение составляет алюминий, добавление которого в состав покрытия снижает коэффициент отслоения). Применение трехэлементных покрытий по сравнению с двухэлементными покрытиями снижает интенсивность изнашивания пластин МК8 в 1,32—1,75 раза в зависимости от обрабатываемого материала (см. табл. 5).

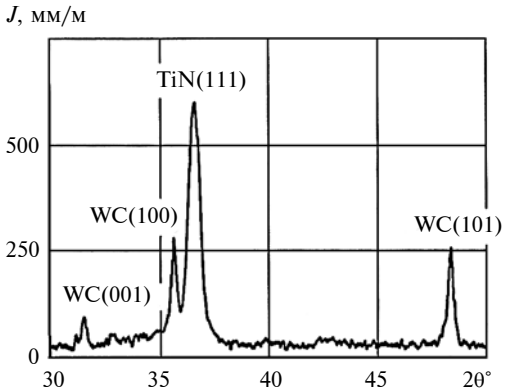


Рис. 5. Дифрактограмма покрытия TiZrCrN, полученного с использованием составных катодов, нанесенного на сплав МК8

Проведенные исследования подтвердили взаимосвязь структурных параметров и механических свойств износостойких покрытий с условиями их осаждения — температурой конденсации и конструкцией катодов, используемых при осаждении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Табаков В. П.** Формирование износостойких ионно-плазменных покрытий режущего инструмента. М.: Машиностроение, 2008. 311 с.
2. **Табаков В. П., Чихранов А. В.** Износостойкие покрытия режущего инструмента, работающего в условиях непрерывного резания. Ульяновск: УлГТУ, 2007. 255 с.
3. **Табаков В. П., Смирнов М. Ю., Циркин А. В.** Работоспособность торцовых фрез с многослойными износостойкими покрытиями. Ульяновск: УлГТУ, 2005. 151 с.
4. **Верещака А. С., Григорьев С. Н., Табаков В. П.** Методологические принципы создания функциональных покрытий для режущего инструмента // Упрочняющие технологии и покрытия. 2013. № 2. С. 18—39.
5. **Tabakov V. P.** The Influence of Machining Condition Forming Multilayer Coatings for Cutting Tools // Key Engineering Materials. Trans Tech Publications. Switzerland. 2012. V. 496. P. 80—85.
6. **Tabakov V. P., Vereschaka A. S.** Development of technological means for formation of multilayer composite coatings, providing increased wear resistance of carbide tools, for different machining condition // Key Engineering Materials. Trans Tech Publications. Switzerland. 2014. V. 581. P. 55—61.
7. **Горелик С. С., Расторгуев Л. Н., Скаков Ю. А.** Рентгеноструктурный и электронно-оптический анализ металлов. М.: Металлургиздат, 1970. 366 с.
8. **Табаков В. П., Чихранов А. В.** Определение механических характеристик износостойких ионно-плазменных покрытий на основе нитрида титана // Известия Самарского НЦ РАН. 2010. Т. 12. № 4. С. 292—297.
9. **Кристаллография**, рентгенография и электронная микроскопия / Я. С. Уманский, Ю. А. Скаков, А. И. Иванов и др. М.: Металлургия, 1982. 632 с.

УДК 621.9:620.178.162

Ю. Г. КАБАЛДИН, д-р техн. наук, Д. А. ШАТАГИН, В. О. ЗОТОВ (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), e-mail: uru.40@mail.ru

Структурно-энергетический подход к процессу изнашивания и диагностике твердосплавного режущего инструмента

Проведена мультифрактальная параметризация контактных поверхностей инструмента и опорной поверхности стружки. Установлена связь фрактальной размерности с интенсивностью изнашивания инструмента и информационной энтропией, а также нелинейная зависимость стойкости инструмента от скорости резания. Предложено аппаратное решение диагностики динамической устойчивости системы резания и износа инструмента.

Ключевые слова: режущий инструмент, структурно-энергетический анализ, фрактальный анализ, информационная энтропия, интенсивность изнашивания, диагностика.

The multi-fractal parameterization of tool contact surfaces and chip base surface is performed. The relation of fractal dimension with tool wear rate and informational entropy, and also non-linear dependency of tool life from cutting speed, is determined. The hardware solution for diagnostics of dynamic resistance of a cutting system and tool wear is suggested.

Keywords: cutting tool, structure-energy analysis, fractal analysis, informational entropy, wear rate, diagnostics.

Систему резания с позиций термодинамики следует отнести к открытым диссипативным системам [1, 2]. При резании в контактных поверхностях инструмента и прирезцовых слоях стружки накапливается энергия упругой деформации и происходит ее рассеяние, сопровождающееся износом инструмента и автоколебаниями в системе. Периодический переход системы резания в новое состояние происходит с образованием новых диссипативных структур. Важным для процесса является соотношение между энтропией системы и обменом накопленной энтропии с внешней средой [2]. Накопленная энтропия определяется выражением [3]: $S_н = S_0 + \dot{S}\tau$, где S_0 — начальная энтропия; $\dot{S}$ — производство энтропии; τ — время.

Определяющим фактором устойчивости системы резания является производство энтропии $\dot{S}$, обусловливающее структурообразование в приконтактных слоях стружки и материале инструмента. Возникающие при резании структуры обладают разными диссипативными свойствами и временем жизни. Поэтому система резания может периодически терять устойчивость и самоорганизуясь переходить в новое устойчивое состояние с образованием диссипативных структур в поверхностных слоях инструмента. Результаты исследований позволили с позиций структурно-энергетического подхода объяснить причины ступенчатого изменения интенсивности изнашивания материала инструмента и немонотонность зависимости стойкости инструмента от скорости резания, а также предложить новые диагностирующие критерии и систему диагностики износа инструмента в режиме реального времени.

Механизм потери структурной устойчивости и изнашивание материала инструмента при резании можно исследовать на основании теории фракталов, анализируя с этих позиций и контактные поверхности инструмента, и опорную поверхность стружки. Таким образом, сопротивляемость изнашиванию инструмента зависит от структуры его материала, температуры, контактных напряжений при резании и характера течения частиц обрабатываемого материала в прирезцовых слоях стружки.

Изнашивание инструмента обусловлено вырывами частиц инструментального материала (зерен, группы зерен) и изнашиванием самих зерен [1].

Методы расчета [4] стойкости инструмента разработаны применительно к конкретным механизмам изнашивания. Наиболее вероятный механизм изнашивания инструмента — адгезионно-усталостное разрушение. При этом важен сценарий потери структурной устойчивости инструментального материала при резании, который определяется интенсивностью контактных процессов.

Изнашивание твердосплавного режущего инструмента заключается в постепенном удалении с контактных поверхностей отдельных зерен карбидной фазы и их частиц, которое происходит на мезоскопическом уровне [1, 4]. Вырывы отдельных зерен связаны, прежде всего, с локализацией деформации в связке в результате повышения плотности дислокаций в полосе скольжения вблизи твердых частиц и образованием микротрещин на границах зерен, которые ослабляют устойчивость зерна в связке при движении частиц обрабатываемого материала. Возникновение крутящих момен-

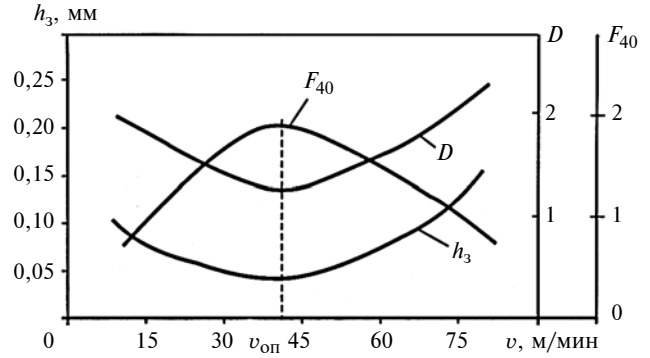


Рис. 1. Зависимости изменения параметров $h_з$, D и F_{40} для сплава ВК8 от скорости v резания при точении стали 45 с подачей S = 0,21 мм/об и глубиной резания t = 2 мм

тов при вихревом движении металла в приконтактном слое стружки, облегчает вырыв зерна. Вырыв же группы зерен обусловлен усталостным изнашиванием с образованием и развитием системы микротрещин.

Образование микротрещин на контактных площадках инструмента происходит вследствие накопления энергии ΔU_d упругой деформации и связано, прежде всего, с повышением плотности ρ дислокаций в локальном объеме [1, 2]. Это объясняется увеличением энтропии в системе в процессе резания, что создает условия для движения дислокаций, особенно в карбидных зернах (WC, TiC и т. д.), где они заблокированы атомами углерода. Повышение диффузионной подвижности углерода в зернах карбидной фазы уменьшает их склонность к хрупкому микроразрушению — раскалыванию. Поэтому для энергии упругой деформации можно записать: $\Delta U_d = E_0\rho$, где E_0 — энергия дислокации; ρ — плотность дислокаций.

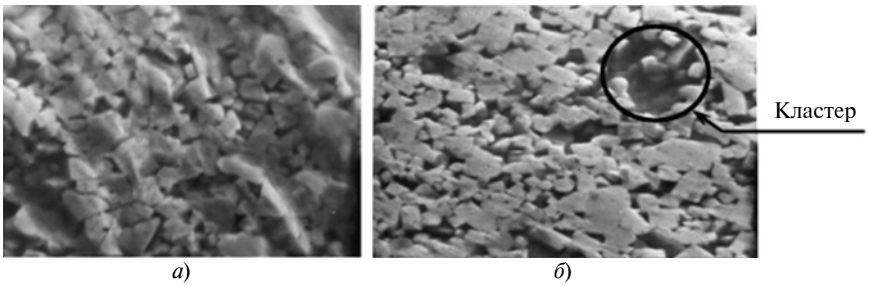
В результате достижения ΔU_d предельной величины, т. е. критической плотности дислокаций, происходит разрыв межатомных связей и возникает микротрещина; зерно раскалывается. Электронно-микроскопические исследования контактных площадок методом тонких фольг [1] показывают, что критическая плотность $\rho_{кр}$ дислокаций в локальных объемах твердого сплава может достигать 10^{14} см$^{-2}$. Однако вырыв группы зерен карбидов связан с разрыхлением контактных поверхностей, т. е. с накоплением микротрещин и объединением их в макротрещину в кластере. Это можно описать фрактальными показателями.

Такой показатель, как фрактальная размерность D границ зерен [3], можно определить как $D = 1{,}36d_з - 1{,}12$, где $d_з$ — диаметр зерна. Следовательно, границам зерен меньших размеров соответствует меньшая фрактальная размерность и для распространения макротрещин необходимо больше энергии.

Методика мультифрактальной параметризации контактных поверхностей режущего инструмента и прирезцовых слоев стружки приведена в работе [5]. Она имеет два этапа: получение изображений структур — ввод и подготовка изображений исследуемых структур и сегментация образов, и расчет мультифрактальных характеристик структур (корреляционный анализ изображений) с дальнейшим сопоставлением полученных показателей механических и физико-химических свойств материала, а также параметров, определяющих характер развития процесса. При мультифрактальной параметризации по алгоритму рассчитывают такие параметры, как фрактальная размерность D, степень упорядоченности (Δ_{40}) и однородность (F_{40}) структуры.

На рис. 1 приведены зависимости износа $h_з$, фрактальной размерности D и степени однородности F_{40} структуры рабочей поверхности инструмента из сплава ВК8 при точении стали 45 от скорости v резания, которые имеют нелинейный характер. При скорости $v \approx 40$ м/мин показатели $h_з$ и D имеют минимальные значения, а F_{40} — максимальное, т. е. это оптимальная скорость резания, при которой происходит преимущественно изнашивание зерен, причем размер частиц износа соответствует размеру фрагмента дислокационной структуры в зерне карбидной фазы. При этом продукты изнашивания располагаются в межзеренных пространствах и упрочняют поверхностную структуру сплава, поэтому параметр D имеет минимальное значение, а F_{40} — максимальное. С увеличением скорости резания в поверхностных слоях инструмента интенсифицируются ротационно-пластические сдвиги группы зерен карбидов [1], изнашивание инструмента повышается.

Получены микрофотографии изношенной поверхности инструментального сплава при нормальном изнашивании (рис. 2, *а*) — рельеф поверхности трения имеет впадины и выступы, а также с кластерами (рис. 2, *б*) — вырывы групп зерен и более гладкий рельеф. Это указывает на то, что процессы трения и изнашивания происходят в основном на выступах, состоящих из группы зерен карбидов.



а) *б*)

Рис. 2. Микрофотографии рельефа изношенных поверхностей инструмента из сплава ВК8 при нормальном изнашивании (*а*) и с кластером (*б*)

Используя фрактальный анализ, можно рассчитать фрактальную размерность вырывов [6], для этого число частиц в кластере определяем по формуле

$$N_{ч} = \rho(R - R_{ср})^{D}, \quad (1)$$

где ρ — плотность материала инструмента; $R_{ср}$ — средний размер зерен; R — радиус кластера; D — фрактальная размерность.

Целесообразность фрактального подхода к процессу изнашивания обусловлена анализом структуры твердых сплавов [1], в которых зерна карбидной фазы вследствие плохой смачиваемости кобальтом агрегатируют, т. е. после полной кристаллизации твердые сплавы имеют фрактальное расположение структуры.

Определив по микрофотографии число $N_{ч}$ зерен в кластере (см. рис. 2, *б*), можно подсчитать фрактальную размерность D по формуле (1). Перед вырывом (удаление крупных частиц с поверхности) образуются микротрещины, при поглощении энергии $\Delta U_{d\text{пр}}$. А для разрушения фрактального объема $2R^{D} = L^{D}$ будет справедливо выражение $\Delta U_{d}/L^{D} = J$, где J — интенсивность изнашивания; L — размер кластера.

При нормальном изнашивании инструментального материала величина J — постоянная. Это указывает на автомодельность процесса и показатель J можно принять за критерий износостойкости фрикционной пары.

Выступы рельефа являются несущими контактами инструментального материала при трении с опорной поверхностью стружки и контактными поверхностями при нормальном изнашивании. Данный рельеф обеспечивает высокую скорость диссипации механической энергии, накапливаемой в системе, и его можно сравнивать с ковром Серпинского [7]. Поэтому фрактальную размерность рельефа поверхности изнашивания можно определить из выражения [6]: $N_{к} = 1/L^{D}$, где $N_{к}$ — число несущих контактов.

При оптимальной скорости $v_{оп}$ резания размер частиц износа сравним с размером фрагмента дислокационной структуры [1]. Фрактальную размерность частиц износа в этом случае можно определить с позиций кластерного анализа [см. формулу (1)], где $R_{з}$ — радиус зерна, $R_{о}$ — соответствует размеру фрагмента дислокационной структуры — $1/\sqrt{\rho}$. Следовательно, с увеличением скорости резания (см. рис. 1) уменьшаются размер частиц износа (см. рис. 2, *б*) и их фрактальная размерность D. В условиях оптимальной скорости резания интенсивность J изнашивания можно охарактеризовать фрактальными свойствами поверхностей трения: $J = \mu N_{T} L_{T}/r^{D}$, где μ — коэффициент трения; N_{T} — нормальная сила; r — размер фрагмента; L_{T} — путь резания.

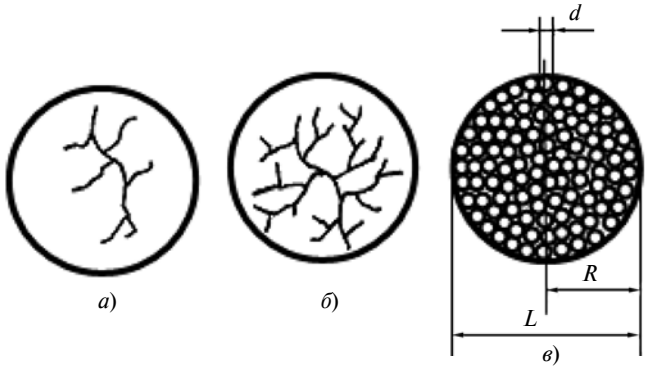


Рис. 3. Последовательность микроразрушения твердого сплава при резании:

а — начальные микротрещины; *б* — их разветвление; *в* — кластер

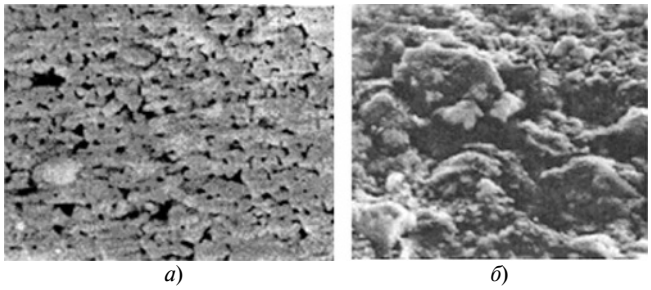


Рис. 4. Микрофотографии поверхности изнашивания сплава ВК8 при оптимальной скорости резания v = 45 м/мин (*а*) и при v = 75 м/мин (*б*)

На рис. 3 показана последовательность микроразрушения (вырыва группы зерен карбидов) твердого сплава при резании. Снижение фрактальной размерности частиц износа с увеличением скорости резания (см. рис. 1) свидетельствует о повышении устойчивости системы резания. Поэтому можно утверждать, что максимальная T стойкость инструмента при $v_{оп}$ обеспечивается в основном повышением динамической устойчивости системы резания, а следовательно, и устойчивости упругой системы станка в целом, вследствие эффективной диссипации запасенной энергии в системе резания [8].

На рис. 4, *а*, *б* показаны микрофотографии поверхностей изнашивания твердого сплава при разных скоростях резания. При оптимальной скорости $v_{оп}$ поверхность имеет сглаженный рельеф, размеры частиц износа малы, т. е. изнашиваются зерна карбидной фазы, амплитуда $A_{в}$ колебаний упругой системы станка — низкая [1].

Оценка износа инструмента позволяет прогнозировать устойчивость процесса резания и упругой системы станка. Установлено, что переход от режима приработки к режиму нормального изнашивания имеет ступенчатый характер. Наряду с вырывами отдельных зерен в результате образования микротрещин в связке, вблизи зерна, из-за его циклического раскачивания происходит усталостное

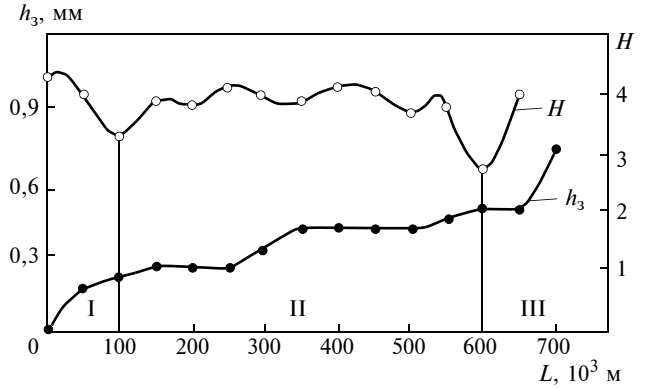


Рис. 5. Зависимости износа $h_з$ инструмента и энтропии H от пути L резания при обработке стали 09Х17Н7Ю на режиме: v = 175 м/мин, S = 0,195 мм/об, t = 1,5 мм

разрушение (накопление микротрещин) внутри кластера (см. рис. 3, *в*) и имеет место вырыв группы зерен карбидов, что вызывает ступенчатое изнашивание, т. е. при нормальном изнашивании износ зависит от времени: $h_з = F(t)$, или от пути резания: $h_з = F(L)$ (рис. 5), что указывает на вероятностный характер отрыва частиц с контактных поверхностей.

Исследование процесса изнашивания инструмента проводили с позиций информационной энтропии H (вид термодинамической энтропии) как меры неопределенности. Как уже отмечалось, система резания периодически переходит из более вероятного состояния в менее вероятное, в результате ее энтропия уменьшается. Наличие флуктуаций в термодинамических системах показывает, что увеличение энтропии происходит только статистически [8] для небольшого промежутка времени. Поэтому целесообразность использования информационной энтропии при фрактальном анализе процесса изнашивания инструмента очевидна. Информационную энтропию применяют для систем, которые могут характеризоваться вероятностными состояниями. Процесс изнашивания имеет вероятностный характер, что затрудняет его описание. Для расчета информационной энтропии воспользуемся формулой Шеннона [10]

$$H = -\sum_i p_i \log p_i,$$

где p_i — вероятность встречаемости символа i в коде, содержащем n символов.

Информационная энтропия H является характеристикой состояния неопределенности системы. При этом изменение энтропии H — мера информации.

На рис. 5 представлена зависимость информационной энтропии H сигнала виброакустической эмиссии от пути резания, которая имеет ступенчатый характер. Потеря устойчивости системы резания, а следовательно, и упругой системы станка происходит при достижении предельного износа $h_з \approx 0{,}4$ мм по задней поверхности инструмента и резком изменении энтропии. Это критическое значение износа, при достижении которого происходят значительные изменения в структуре поверхностного слоя инструмента. Изменяется механизм изнашивания: хрупкое изнашивание (отрыв частиц) переходит в вязкопластическое (срез группы зерен карбидов) (см. рис. 4, *б*) [1]. Это объясняет ступенчатый характер изменения износа $h_з$.

Физика данного процесса также объясняется образованием новых диссипативных структур при увеличении энтропии [8]. Причем диссипативные структуры могут перейти в состояние термодинамического равновесия только скачком. Поэтому колебания энтропии H при резании указывают на то, что в системе происходит периодическое образование диссипативных структур с разной устойчивостью (временем релаксации). И с контактных поверхностей инструмента вырываются частицы разных объемов. При $h_з = 0{,}4$ мм резкое снижение энтропии H означает образование критических структур в поверхностных слоях инструмента, вызывающих его разрушение. Это фазовый переход.

Таким образом, на микроуровне изнашивание инструмента имеет фрактальный механизм разрушения, а на мезоуровне — трансляционно-ротационный механизм деформации прирезцовых слоев обрабатываемого и инструментального материалов, что приводит к разрушению инструмента. [1]. Поэтому частицы износа имеют разную фрактальную размерность. ***Фрактальная размерность соответствует также числу степеней свободы частиц обрабатываемого материала*** [6, 7]. При увеличении скорости резания до v = 40 м/мин фрактальная размерность D уменьшается до 1,46, что соответствует минимальному изнашиванию, при скорости резания v = 75 м/мин имеем D = 2,3, а показатель F_{40} уменьшается, так как слои (частицы металла) опорной поверхности стружки (СОПС) принимают вихревой характер.

Исследованиями установлены причины немонотонной зависимости износа инструмента от скорости резания.

На рис. 6 схематично показаны зависимости параметров стойкости инструмента (D и T) от скорости v резания и условные диапазоны скоростей, определяющие вид изнашивания. При низких скоростях резания наблюдается пластическое течение СОПС в двух направлениях [1], т. е. реализуются вихревые моды деформаций, вызывающие фрактальное микроразрушение поверхностных слоев. При ламинарном пластическом течении частиц металла (оптимальная скорость резания) интенсивность изнашивания материала инструмента снижается и изнашиваются преимущественно зерна карбидной фазы (см. рис. 2, *б*), что обусловлено самоорганизацией пластической деформации в приконтактных слоях стружки и в контактных слоях

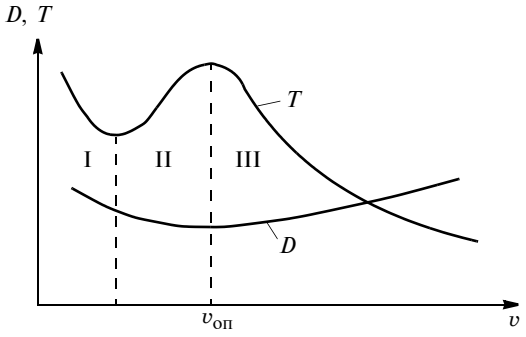


Рис. 6. Зависимости параметров *D* и *T* от скорости *v* резания и условные диапазоны скоростей, определяющие вид изнашивания:
I — течение СОПС в двух направлениях, образование наростов; II — течение СОПС в одном направлении, самоорганизация пластического течения; III — течение СОПС в двух направлениях, крупные ратационно-пластические сдвиги, размягчение и перемешивание связки инструмента

инструмента. При дальнейшем повышении скорости резания наблюдается хаотичное пластическое течение (рост *D* и число степеней свободы) в СОПС и увеличивается число крупных ротационо-пластических сдвигов, а в структуре твердых сплавов размягчается связка, что приводит к замещению ее обрабатываемым материалом и вязкому срезу групп зерен карбидов [1]. Поэтому при высоких скоростях резания имеет место пластическое изнашивание инструмента.

Для прогнозирования износа режущего инструмента можно использовать вышеприведенные расчеты и создать интеллектуальную систему его диагностики в режиме реального времени.

По информации о частицах износа, включающую в себя форму, размеры, состав, физические и механические свойства, можно судить об их образовании. Однако следует помнить, что размер частицы износа определяет интенсивность изнашивания инструмента.

Фрактальный подход к процессу изнашивания позволяет определить размер частицы износа при оптимальной скорости резания, который равен размеру фрагмента дислокационной структуры [1]: $\Delta = 1/\sqrt{\rho_{кр}}$, где $\rho_{кр}$ — критическая плотность дислокаций. Расчеты показали, что при $\rho_{кр} = 10^{14}$ см$^{-2}$, размер частиц износа составляет 0,002 мкм и $\Delta = 0{,}01$ мкм при $\rho_{кр} = 10^{13}$ см$^{-2}$. Экспериментальные исследования [1, 9] показали, что размеры частиц износа находятся в диапазоне 0,01÷0,10 мкм и не исключено отделение еще более мелких частиц. Однако из-за ограниченной разрешающей способности реплик следы таких частиц не выявлены.

В качестве диагностирующих критериев предложено использовать информационную энтропию и фрактальную размерность. Разработано программное обеспечение, позволяющее рассчитать данные показатели для виброакустического сигнала при резании [11].

Для получения частотных характеристик системы использовали спектральный анализ виброакустического сигнала. В методе спектрального анализа применяют быстрое преобразование Фурье и оконное преобразование Фурье. Однако они не позволяют точно локализовать частотные характеристики системы во времени. Поэтому было решено использовать вейвлет-анализ виброакустического сигнала, позволяющий точно определять частотные характеристики и их изменения во времени, а также выявлять нестационарности в работе.

При незначительном износе инструмента ($h_з = 0{,}15$ мм), используя фрактальный анализ и вейвлет-анализ, установили, что на скалограмме (рис. 7, см. обложку) компоненты на всем спектре частот ярко выделены, хорошо прослеживается периодичность сигнала, что соответствует колебаниям на осциллограмме. Мощность сигнала определяли по средней части спектра частот.

С увеличением износа инструмента меняется энергия сигнала — при критическом износе основная мощность сигнала приходится на высокочастотные шумовые компоненты, что указывает на отсутствие процесса резания, а поступающая от резца энергия затрачивается на поверхностное упрочнение заготовки и ее нагревание. При увеличении износа инструмента компоненты сигнала (2,5÷3,5 кГц), характеризующие процесс резания, имеют более сглаженный характер, но при этом появляются высокочастотные всплески, что особенно хорошо заметно на фрактальной скалограмме. Это свидетельствует о повышении уровня шума. На вейвлет-скалограмме видно, что при увеличении износа инструмента спектр частот, характеризующих резание, расширяется, мощность его увеличивается. Расширение спектра указывает на повышение энергии виброакустического сигнала, а следовательно, и на увеличение энергии разрушения и износа.

При управлении обработкой на автоматизированных производствах решаются оптимизационные задачи, часто противоречащие друг другу, например одновременное повышение экономичности и надежности механической обработки.

Новым в исследовании износов лезвийного инструмента является использование нейронных сетей и моделирования контактных процессов. Обучаемая нейронная сеть позволяет заменить сложную многомерную функциональную зависимость более простой сетевой структурой. Перспективным направлением повышения динамической устойчивости системы резания является разработка нейросетевых моделей с учетом хаотичности процесса изнашивания и вероятностного характера вырывов зерен карбидной фазы.

На основе нейросетевого моделирования контактных процессов при резании сформирован датчик для диагностики выходных параметров — динамического измерения интенсивности *J* изнаши-

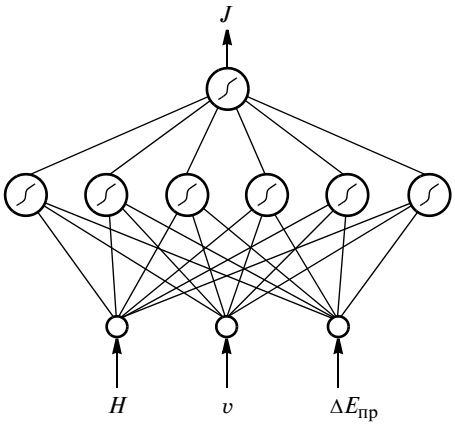


Рис. 8. Нейронная сеть диагностики интенсивности изнашивания материала режущего инструмента

вания инструмента, связанной с информационной энтропией H, которая определяется при анализе сигнала виброакустической (ВА) эмиссии [11]. Данный метод относится к методам косвенного измерения. Точность измерений зависит от точности модели и прибора, используемого для снятия данных для обучающей выборки. Для нахождения J использовали двухслойную (два слоя активных нелинейных элементов) нейронную сеть обратного распространения [12].

Оптимизацию структуры сети осуществляли имитационным моделированием в программе Matlab. Было рассмотрено несколько структур нейронных сетей с разными преобразующими функциями нейронов. Их обучение проводилось на обучающей выборке из серии однофакторных экспериментов по точению стали 45 твердосплавными пластинками ВК8 на разных режимах. За оптимальную сеть принята сеть, обеспечивающая наименьшую ошибку за определенное время обучения.

Структура оптимальной нейронной сети представлена на рис. 8. Первый слой сети содержит шесть нейронов, второй (выходной слой) состоит из одного нейрона. В качестве функции активации нейронов обоих слоев используется экспоненциальный сигмоид.

Реализацию нейронной сети можно выполнять на основании небольшого числа микроэлектронных компонентов, большинство из которых широко используются в автоматизированных системах управления технологическими процессами.

Для регистрации ВА сигнала в модели используется аналого-цифровой преобразователь. Текущие значения скорости v резания и H сигнала ВА предполагается получать из системы ЧПУ станка посредством контроллера интерфейса. Значения удельной энергии $\Delta E_{пр}$ разрушения для разных инструментальных материалов хранятся в запоминающем устройстве. Координацию действий и управление входным сигналом и устройствами модели осуществляет сигнальный процессор, а вычисления — нейросетевой процессор, содержащий нейросетевую имитационную модель контактных процессов при резании, полученную на этапе обучения. В качестве формирователя выходного параметра модели (интенсивности J износа инструмента) используется цифроаналоговый преобразователь (рис. 9).

Выполнен анализ фрактальной размерности на разных этапах изнашивания режущего инструмента. С увеличением износа инструмента увеличивается фрактальная размерность виброакустического сигнала (рис. 10). Кроме того, увеличивается хаотичность динамики процесса резания, прослеживается корреляция между этими характеристиками. Устойчивое движение системы резания обусловлено самоорганизацией пластической деформации в приконтактных слоях стружки и инструмента.

Исследования показали, что для повышения динамической устойчивости системы резания необходимо использовать инструментальные материалы с высокой износостойкостью, что достигается формированием на их рабочих поверхностях фрак-

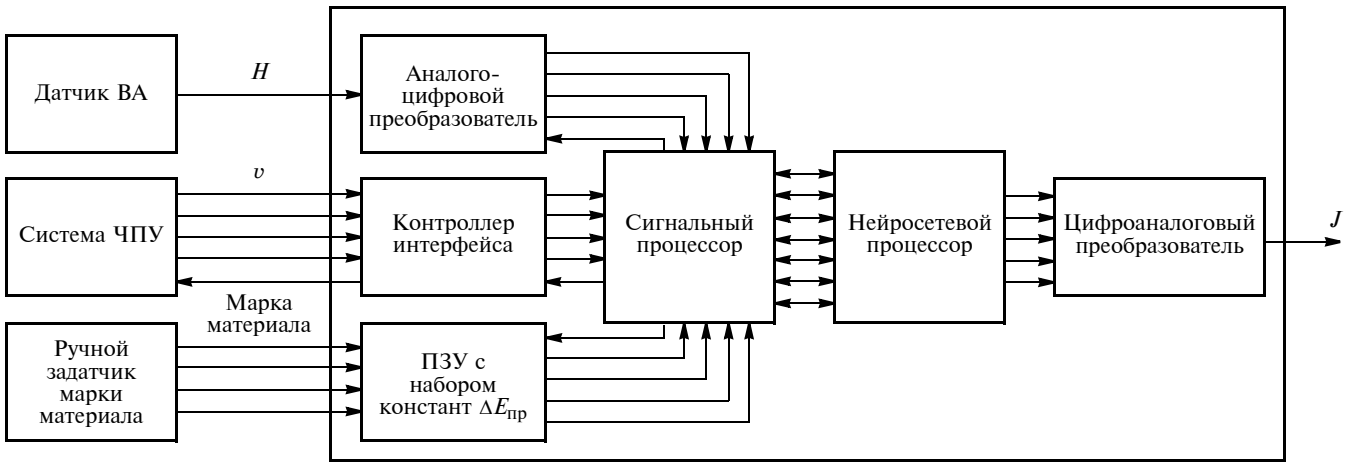


Рис. 9. Схема реализации нейронной сети диагностики интенсивности изнашивания режущего инструмента

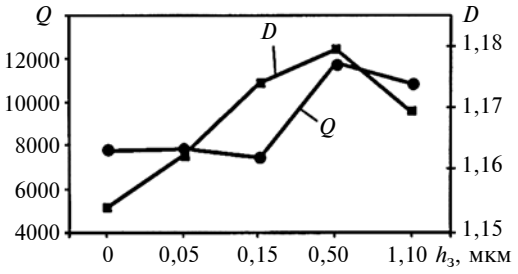


Рис. 10. Зависимости изменения фрактальной размерности *D* и мощности *Q* доминирующей частоты виброакустического сигнала от износа $h_з$ инструмента из ВК8 при обработке стали 45

тальных структур, например фрагментированной дислокационной структуры, или микрорельефа, подобного ковру Серпинского. Такие материалы можно назвать интеллектуальными [13, 14].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кабалдин Ю. Г.** Структура, прочность и износостойкость композиционных материалов. Владивосток: Дальнаука, 1996. 183 с.
2. **Кабалдин Ю. Г.** Структурно-энергетический подход к процессу изнашивания твердых сплавов // Известия вузов. Машиностроение. 1986. № 4. С. 127—131.
3. **Синергетика** и фракталы в материаловедении / В. С. Иванова, А. С. Баланкин, И. Ж. Бунин, А. А. Оксагоев. М.: Наука, 1994. 383 с.
4. **Бобров В. Ф.** Основы теории резания металлов. М.: Машиностроение, 1975. 344 с.
5. **Встовский Г. В., Колмаков А. Г.** Использование подходов информации в физике конденсированных сред: Сб. Нелинейная динамика, фракталы и нейронные сети в управлении технологическими системами. Владивосток: Дальнаука, 2001. С. 15—31.
6. **Смирнов В. Ф.** Физика фрактальных кластеров. М.: Наука, 1998. 256 с.
7. **Мандельброт Б.** Фрактальная геометрия природы. М.: Институт компьютерных исследований, 2002. 656 с.
8. **Николис Г., Пригожин И. Р.** Самоорганизация в неравновесных системах / Пер. с англ. М.: Мир, 1979. 308 с.
9. **Гуревич Д. М.** Износ твердосплавного инструмента при высоких скоростях резания // Вестник машиностроения. 1975. № 8. С. 73—75.
10. **Шеннон К.** Работы по теории информации и кибернетике. М.: Иностранная литература, 1963. 830 с.
11. **Диагностика** динамической устойчивости и износа инструмента в технологических системах на основе искуственного интеллекта с использованием вычислений Vidia CUDA при удаленном доступе / Ю. Г. Кабалдин, С. В. Серый, О. В. Кретинин и др. Н. Новгород: Нижегородский ГТУ им. Р. А. Алексеева, 2014. 112 с.
12. **Головко В. А.** Нейроинтеллект: Теория и применение. Кн. 2. Самоорганизация, отказоустойчивость и применение нейронных сетей. Брест: БПИ, 1999. 228 с.
13. **Кабалдин Ю. Г., Серый С. В.** Оптимизация составов и функциональных свойств наноструктурных покрытий для режущего инструмента методом функционала электронной плотности // Вестник машиностроения. 2011. № 5. С. 32—36.
14. **Повышение** работоспособности режущего инструмента осаждением наноструктурных покрытий / Ю. Г. Кабалдин, С. В. Серый, С. Н. Муравьев, А. А. Просолович, Е. В. Симагина // Вестник машиностроения. 2010. № 3. С. 41—48.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

УДК 621.314.015

М. Г. НАГИЕВА (Азербайджанская государственная нефтяная академия, г. Баку), e-mail: nagiyeva-mehriban@mail.ru

Асинхронный электродвигатель с широким диапазоном регулирования

Рассматривается конструкция асинхронного электродвигателя с возможностью регулирования частоты вращения в широком диапазоне изменением напряжения, подаваемого на статорную обмотку.

Ключевые слова: асинхронный электродвигатель, частота вращения, регулирование, тепловой процесс, температурный режим.

The structure of an asynchronous motor with the opportunity of rotation frequency regulation in a wide range by variation of voltage supplied to a stator winding, is considered.

Keywords: asynchronous motor, rotation frequency, regulation, thermal process, temperature mode.

К настоящему времени в основном исчерпаны возможности обеспечения высоких энергетических характеристик электрических машин уменьшением металлоемкости, улучшением свойств электротехнических сталей, повышением коэффициента заполнения паза медью и класса нагревостойкости изоляции, выбором рациональной геометрии активных частей статора, рабочего и дополнительного роторов. Поэтому возрастает интерес к интенсификации охлаждения, что в большей степени относится к асинхронным электродвигателям исполнения IP 44 с параметрическим регулированием частоты вращения, в которых при низких частотах вращения потери энергии увеличиваются в несколько раз.

В электродвигателях с регулированием частоты вращения вала при увеличении диапазона регулирования из-за снижения производительности вентилятора резко уменьшается количество охлаждающего воздуха, что приводит к уменьшению крутящего момента на валу двигателя и, следовательно, повышению удельного веса материалов. Интенсифицировав охлаждение, можно повысить мощность электродвигателя до величины, определяемой максимальной температурой изоляции статорной обмотки. Если же проектировать вентилятор с низкими частотами вращения, то при дальнейшем уменьшении диапазона регулирования получим очень низкий КПД.

При проектировании таких двигателей необходимо учитывать их электромагнитную совместимость с управляющими устройствами, в частности, устойчивость работы тиристорных преобразователей, допустимые перегрузки, диапазон регулирования, мощность двигателя, дополнительные потери крутящего момента и др. В качестве входных параметров задаются допустимый крутящий момент и соответствующая допустимая температура перегрева станины двигателя. Таким требованиям больше отвечает асинхронный электродвигатель закрытого исполнения с параметрическим регулированием частоты вращения, имеющий корпус, статор, массивный рабочий (основной) ротор и дополнительный ротор с вентилятором. Роторы должны располагаться соосно. Дополнительный ротор выполняется как обычный короткозамкнутый ротор и предназначается для вентиляционной системы.

Для расширения диапазона регулирования частоты вращения спроектировали двигатель закрытого исполнения, крутящий момент которого сохраняется при низких частотах. Схема двигателя с основным массивным и дополнительным роторами и общим статором обычного асинхронного двигателя приведена на рис. 1.

Применение основного массивного ротора определяется тем, что его фактическая частота вращения зависит от напряжения и силы тока нагрузки. Крутящий момент, развиваемый основным двигателем, зависит от частоты вращения вала, параметров вентилятора, числа витков и параметров тока нагрузки статорной обмотки. Величины указанных параметров должны быть согласованы так, чтобы фактическая частота вращения вала двигателя была максимально близкой к требуемой частоте вращения на каждом режиме работы.

Раздельное вращение основного и дополнительного роторов обеспечивается тем, что дополнительный ротор устанавливается на подшипниках в подшипниковом щите и крышке вентилятора наружного обдува. Дополнительный ротор спроектирован так, что изменение напряжения на статорной обмотке мало влияет на его частоту вращения. Этот ротор вращает вентиляторы внутренней и внешней систем охлаждения, поэтому даже при низких частотах вращения основного ротора двигатель имеет нормальное охлаждение.

В асинхронном двигателе исполнения IP 44 теплоотдача в окружающую среду практически про-

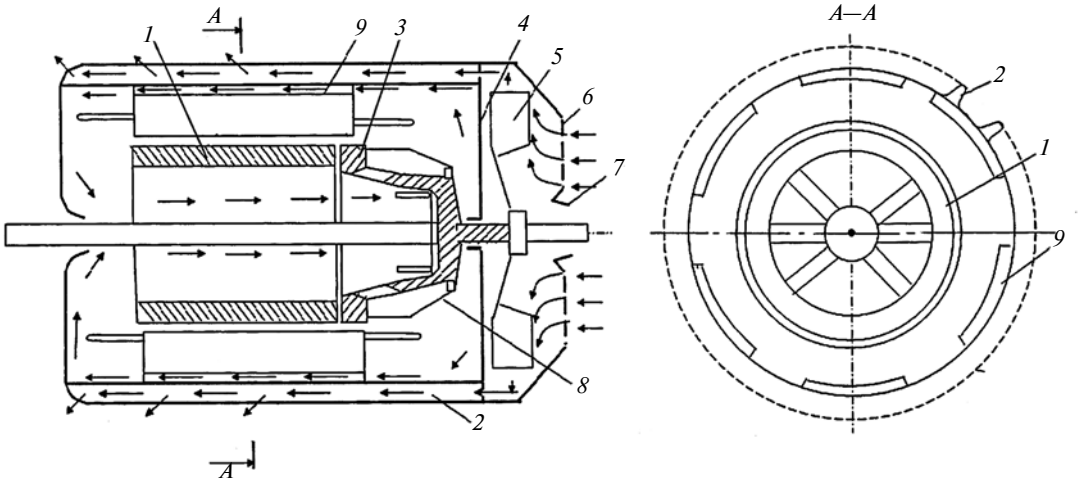


Рис. 1. Схема двигателя:

1 и *3* — основной и дополнительный роторы; *2* — станина; *4* — подшипниковый щит; *5* — вентилятор внешнего обдува; *6* — щит подшипниковый с вентиляционными окнами; *7* — подшипники; *8* — вентилятор внутреннего обдува; *9* — воздушные каналы

исходит через поверхность станины, допустимая температура перегрева которой определяется уравнением

$$\theta_п = \Sigma\Delta P/S_{охл}\alpha_п,$$

где $S_{охл}$ — охлаждаемая площадь поверхности станины; $\alpha_п$ — коэффициент теплоотдачи поверхности.

Общие потери $\Sigma\Delta P$ в электродвигателе складываются из электрических потерь в обмотках статора (ΔP_1) и ротора (ΔP_2) от высших гармоник токов. При регулировании, особенно глубоком, в результате значительных электрических потерь можно пренебречь потерями в стали статора (которые резко уменьшаются при уменьшении индукции) и механическими потерями (кроме вентиляционных).

Тогда общие потери в электродвигателе выражаются формулой

$$\Sigma\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_{2р} + \Delta P_{2д} + \Delta P_{ст.р} + \Delta P_{доп} + \Delta P_в, \quad (1)$$

где ΔP_1, $\Delta P_{2р}$ и $\Delta P_{2д}$ — электрические потери соответственно в обмотке статора, рабочем и дополнительном роторах; $\Delta P_{ст.р}$ — потери в стали рабочего ротора; $\Delta P_{доп}$ — дополнительные потери в машине; $\Delta P_в$ — вентиляционные потери.

Для оценки теплового режима двигателя уравнение (1) запишем в виде

$$\Sigma\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3,$$

где $\Delta P_2 = \Delta P_{2р} + \Delta P_{ст.р}$ — электрические и магнитные потери рабочего ротора; $\Delta P_3 = \Delta P_{2д} + \Delta P_в$ — электрические потери дополнительного ротора и вентиляционные потери.

При заданных моментах и диапазоне регулирования потери в роторах составят

$$\Delta P_р = M_р S_{max\ р}\omega_р;$$

$$\Delta P_д = M_д S_{max\ д}\omega_д,$$

где $S_{max\ р}$ и $S_{max\ д}$ — максимальные скольжения рабочего и дополнительного роторов; $\omega_р$ и $\omega_д$ — угловые скорости роторов; $M_р$ и $M_д$ — крутящие моменты на валах роторов.

Как правило, температурный режим двигателя ограничивается допустимой температурой статорной обмотки, зависящей от класса нагревостойкости применяемой изоляции. Для нормальных асинхронных двигателей на практике температурный режим определяется температурой $\theta_п$ перегрева поверхности станины, которая не превышает 40÷50 °С.

Температура перегрева статорной обмотки

$$\theta_{об} = \theta_п + \theta_ж + \theta_и, \quad (2)$$

где $\theta_ж$ и $\theta_и$ — перепады температур в железе и изоляции.

При тепловых расчетах перепад температуры в железе статора можно не учитывать, но при точных расчетах его учет необходим, так как иногда он достигает 10÷15 °С; перепад температуры изоляции составляет, как правило, 20÷30 °С. Исходя из этого для изоляции класса *F* нагревостойкости получим: $\theta_п$ = 35÷60 °С при $\theta_{об}$ = 100 °С; $\theta_п$ = 30÷40 °С при $\theta_{об}$ = 75 °С [3].

Экспериментальные исследования двигателей закрытого исполнения с высотой оси вращения 132 и 160 мм показали, что для них $\theta_п$ = 35÷42 °С при $\theta_{об}$ = 65÷75 °С. Однако это требует уточнения.

Крутящий момент на валу рабочего ротора определим по формуле

$$M = \Delta P_2/(\Omega_с S_{max}),$$

если это выражение умножим и разделим на $\Sigma\Delta P$, то получим

$$M = \frac{\Delta P_2 S_{охл}\alpha_п\theta_п}{\Omega_с S_{max}(\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_{доб})} = \frac{\alpha_п\theta_п S_{охл}}{\Omega_с S_{max}[1 + \Delta P_1/(\Delta P_2 + \Delta P_{доб})]}.$$

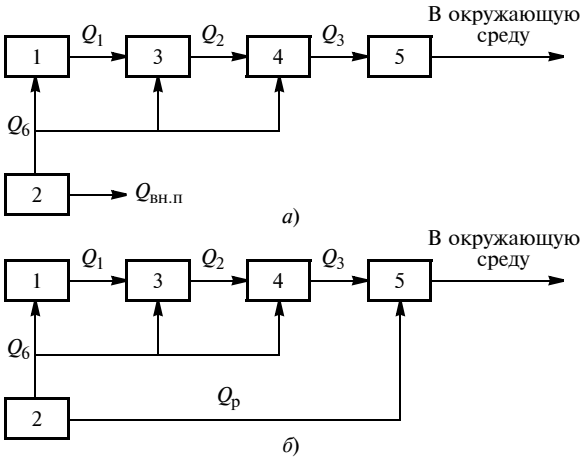


Рис. 2. Схемы тепловых потоков в асинхронных двигателях с массивным ротором (*а*) и с двумя соосными роторами и внутренними вентиляционными каналами (*б*):

1 — статорная обмотка; *2* — массивный рабочий и обычный дополнительный роторы; *3* — пазовая изоляция; *4* — железо статора; *5* — станина

Если в первом приближении пренебречь величиной $\Delta P_{доб}$, то получим

$$M = \frac{\alpha_п S_{охл} \theta_п}{\Omega_с S_{max}(1 + \Delta P_1/\Delta P_2)}. \quad (3)$$

Формула (3) показывает, что при заданных параметрах $\alpha_п$, $S_{охл}$, $\theta_п$ и S_{max}, изменяя отношение потерь статора и ротора, можно существенно повысить допустимый момент нагрузки.

Для получения высокого КПД двигателя нормального исполнения принимают $\Delta P_1 \approx \Delta P_2$, иногда $\Delta P_1 > \Delta P_2$. Для регулируемого двигателя величина КПД не является определяющей, поэтому можно принять

$$\Delta P_1/\Delta P_2 < 1.$$

Формула (3) позволяет рассчитать по температуре нагрева допустимый крутящий момент параметрического регулируемого асинхронного двигателя закрытого исполнения. Если принимают $\Delta P_1/\Delta P_2 < 1$, то момент на валу двигателя необходимо значительно уменьшить, что ухудшит технико-экономические показатели. Так как часть потерь ΔP_2, происходящих через воздушный зазор и пакет статора, расходуется на перегрев изоляции обмотки, то для нормализации теплового режима двигателя необходимо уменьшить момент на валу.

В предлагаемом двигателе для уменьшения влияния температуры ротора на тепловой режим статора выполнен канал, по которому проходит воздух, охлаждающий внутренние полости рабочего и дополнительного роторов. Именно допустимая температура изоляции статорной обмотки регулирует момент на валу двигателя.

Рассмотрим тепловые потоки в предлагаемой конструкции двигателя, т. е. проходящие через статорный пакет.

Все потери [см. уравнение (1)] в виде теплового потока проходят через станину и далее в окружающую среду (рис. 2). Поскольку у двигателя с массивным ротором параметрического регулирования статор является элементом нормального асинхронного двигателя, то тепловой поток, поступающий через воздушный зазор в статорный пакет, повышает температуру обмотки, определяемую уравнением (2). Так как тепловые потери массивного стального ротора больше потерь обычного ротора ввиду малого зазора между статорным и роторным пакетами, на статор действует значительный (Q_6) тепловой поток (см. рис. 2, *а*). При этом большая его часть передается через воздушный зазор в статорный пакет и незначительная часть ($Q_{вн.п}$) — через внутреннюю полость в подшипниковые щиты; этот поток увеличивается из-за теплоты, выделяемой подшипниками. Тепловой поток Q_6 нагревает как обмотку и изоляцию, так и железо статора. В результате потоки Q_1, Q_2 и Q_3 становятся намного больше, чем у обычных двигателей, что может привести к повреждению изоляции статора. Чтобы избежать этого, необходимо уменьшить момент на валу двигателя, что приведет к увеличению габаритных размеров и расхода материалов, а также уменьшению диапазона регулирования при заданном моменте.

В предлагаемой конструкции двигателя вентиляционные каналы в обоих роторах позволяют изменить распределение тепловых потоков (см. рис. 2, *б*) и значительно улучшить режим его работы. Во-первых, направление теплового потока через внутренние полости соосно расположенных роторов значительно снижает температуру, а следовательно, ограничивает передачу теплоты через воздушный зазор в статор. Во-вторых, в отличие от двигателя, в котором значительная часть теплоты передавалась в статор, в этом двигателе бóльшая часть теплоты через вентиляционный канал в полости роторов передается станине и лишь небольшая часть проходит через статор, что уменьшает крутящий момент на валу и увеличивает диапазон регулирования.

Для дальнейшего повышения технико-экономических показателей предлагаемого двигателя необходимо улучшить конструкцию рабочего зазора с учетом уменьшения тепловых потерь, обеспечить оптимальное распределение длины статора между роторами, уточнить расчеты крутящего момента на валу и диапазона регулирования, контролировать температуру изоляции статора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 120080187** Азербайджанской Республики. Асинхронный электродвигатель.

2. **Власов В. Г., Иванов В. А., Тимофеева Л. И.** Взрывозащищенный тиристорный электропривод переменного тока. М.: Энергия, 1977.

3. **Проектирование** машин / И. Н. Копылов., Ф. А. Горяинова, Б. К. Клоков и др. М.: Энергия, 1980. 420 с.

4. **Никитин Б. А.** Потери в массивном роторе. Киев: Наукова думка, 1955. 185 с.