ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

10
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

Афонин С. М. — Абсолютная устойчивость систем управления деформацией электромагнитоупругих актюаторов нано- и микроперемещений . . . 3

Нижегородов А. И. — Создание и развитие концепции энерготехнологических агрегатов для обжига и термоактивации минерального сырья . . . 7

Трушляков В. И., Куденцов В. Ю., Лесняк И. Ю., Рожаева К. А., Лаврук С. А., Дронь М. М., Жариков К. И. — Обеспечение достоверности физического моделирования процесса испарения модельной жидкости . . . 14

Канделя М. В., Земляк В. Л. — Совершенствование конструкции гусеничных цепей . . . 18

Нахатакян Ф. Г. — Контактное взаимодействие в роликовых опорах качения с учетом геометрии сопряжения . . . 21

Пиралишвили Ш. А., Ванчиков В. Ц., Пиралишвили Г. Ш. — Термодинамические параметры в пристенных течениях воды в капиллярно-щелевых каналах . . . 25

Шарков О. В., Корягин С. И. — Расчетно-экспериментальный метод оценки надежности работы механизмов свободного хода в импульсном мотор-вариаторе . . . 27

Рыбаулин А. Г., Сидоренко А. С. — Моделирование напряженного состояния и оценка долговечности точечного сварного соединения при случайной вибрации . . . 31

Азаров А. Д., Журавлев Г. А. — Влияние кривизны контактирующих цилиндров на максимальные касательные напряжения в глубине области их контакта . . . 37

Климов В. С., Климов А. С., Кудинов А. К. — Диагностика контактной точечной сварки с использованием нейронной сети Хемминга. Часть 1. Измерение сварочного сопротивления . . . 42

Косенок Б. Б., Балякин В. Б., Жильцов И. Н. — Синтез и исследование динамических характеристик перспективного кривошипно-шатунного механизма ДВС . . . 47

Косарев О. И. — Минимизация возбуждения вибраций в зубчатом зацеплении прямозубой цилиндрической передачи . . . 51

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Болотов А. Н., Новиков В. В., Новикова О. О. — Расчет ресурса магнитожидкостных узлов трения в газовой среде . . . 55

Рогов В. Е., Бохоева Л. А., Раднатаров В. Ц. — Использование полимерных добавок для уменьшения изнашивания деталей двигателя . . . 60

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Полянчикова М. Ю., Полянчиков Ю. Н., Крайнев Д. В., Егоров Н. И. — Особенности структуры и свойств твердосплавного инструмента, полученного ударным прессованием . . . 63

Миронов А. Е., Гершман И. С., Котова Е. Г., Овечкин А. В., Гершман Е. И., Железнов М. М. — Свойства новых литейных алюминиевых антифрикционных сплавов . . . 64

Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И. — Осаждение несферических частиц примеси в смазывающих жидкостях . . . 67

Сахвадзе Г. Ж., Пугачев М. С., Киквидзе О. Г. — Технология двусторонней лазерно-ударно-волновой обработки материалов . . . 71

Проблемы теории и практики резания материалов

Маслов А. Р. — Влияние антифрикционных алмазоподобных покрытий на надежность процесса "сухого" фрезерования алюминиевых сплавов . . . 77

Плотников А. Л., Сергеев А. С., Харламов В. О., Зайцева Н. Г. — Исследование механизма формирования высот микронеровностей обработанной поверхности при токарной обработке коррозионно-стойких сталей . . . 79

Фомин А. А. — Формирование поверхностей при профильном фрезеровании инструментами с выпуклым и вогнутым режущими контурами . . . 84

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Afonin S. M. — Absolute stability of deformation control systems of electromagnetoelastic actuators of nano- and microdisplacements

Nizhegorodov A. I. — Creation and development of energotechnological aggregate concept for burn and thermoactivation of mineral raw

Trushlyakov V. I., Kudentsov V. Yu., Lesnyak I. Yu., Rozhaeva K. A., Lavruk S. A., Dron' M. M., Zharikov K. I. — Assurance of confidence of physical modeling of model liquid evaporation process

Kandelya M. V., Zemlyak V. L. — Improvement of structure of caterpillar chains

Nakhatakyan F. G. — Contact interaction in roller bearing units taking into account conjugation geometry

Piralishvili Sh. A., Vanchikov V. Ts., Piralishvili G. Sh. — Thermodynamic parameters in near-wall water flows in capillary-slot channels

Sharkov O. V., Koryagin S. I. — Calculation-experimental assessment method of performance reliability of free wheel mechanisms in pulse motor-variator

Rybaulin A. G., Sidorenko A. S. — Modeling of stressed state and durability assessment of spot welding joint and random vibration

Azarov A. D., Zhuravlev G. A. — Influence of contacting cylinders curvature on maximum shear stresses on depth of their location

Klimov V. S., Klimov A. S., Kudinov A. K. — Diagnostics of resistance spot welding using Hemming neural network. Part 1. Measurement of weld resistance

Kosenok B. B., Balyakin V. B., Zhil'tsov I. N. — Synthesis and research of dynamic characteristics of prospective ICE crank-and-rod mechanism

Kosarev O. I. — Minimization of vibrations excitation in tooth gearing of spur wheel gear

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Bolotov A. N., Novikov V. V., Novikova O. O. — Analysis of magnetic fluid friction units life in gas medium

Rogov V. E., Bokhoeva L. A., Radnatarov V. Ts. — Application of polymer additives for wear decrease of engine parts

MANUFACTURING ENGINEERING

Polyanchikova M. Yu., Polyanchikov Yu. N., Kraynev D. V., Egorov N. I. — Features of structure and properties of carbide-tipped tool, produced by impact molding

Mironov A. E., Gershman I. S., Kotova E. G., Ovechkin A. V., Gershman E. I., Zheleznov M. M. — Properties of new cast aluminum antifriction alloys

Velikanov N. L., Naumov V. A., Koryagin S. I. — Deposition of non-spherical particles of admixture in lubricating liquids

Sakhvadze G. Zh., Pugachev M. S., Kikvidze O. G. — Technology of two-sided laser-impact-wave processing of materials

Problems of theory and practice of materials cutting

Maslov A. R. — Influence of antifriction diamond-like coatings on reliability of process of "dry" milling of aluminum alloys

Plotnikov A. L., Sergeev A. S., Kharlamov V. O., Zaytseva N. G. — Research of mechanism of formation of microasperities heights of machined surface at turning processing of corrosion-resistant steels

Fomin A. A. — Formation of surfaces at profile milling by tools with convex and concave cutting contours

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

Сдано в набор 25.08.2016. Подписано в печать 19.09.2016.
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 534.232:621.312

С. М. АФОНИН, канд. техн. наук (МИЭТ), тел.: (499) 710-66-74

Абсолютная устойчивость систем управления деформацией электромагнитоупругих актюаторов нано- и микроперемещений

Получены условия абсолютной устойчивости системы управления деформацией электромагнитоупругого актюатора нано- и микроперемещений, определено множество положений равновесия в этой системе.

Ключевые слова: электромагнитоупругий актюатор, пьезоактюатор, система управления деформацией, гистерезис, условия абсолютной устойчивости, нано- и микроперемещения.

The conditions of absolute stability of deformation control system of an electromagnetoelastic actuator of nano- and microdisplacements are obtained, a set of equilibrium positions in this system is determined.

Keywords: electromagnetoelastic actuator, piezoactuator, deformation control system, hysteresis, absolute stability conditions, nano- and microdisplacements.

Электромагнитоупругие актюаторы используются в оборудовании нанотехнологии, микроэлектроники, адаптивной оптики и астрономии для прецизионного совмещения, компенсации температурных и гравитационных деформаций. Нано- и микрометрическая точность оборудования микроэлектроники и нанотехнологии обеспечивается прецизионными электромеханическими системами с приводами, основанными на деформации электромагнитоупругого актюатора. Применение прецизионного электромагнитоупругого привода нано- и микроперемещений с пьезоэлектрическими или магнитострикционными актюаторами перспективно в оборудовании нанотехнологии, нанобиологии и астрономии. Пьезоактюатор (ПА) такого привода работает на основе обратного пьезоэффекта, перемещение происходит вследствие деформации ПА при приложении электрического напряжения. Для ПА нано- и микроперемещений используется пьезоэлектрическая керамика на основе цирконата и титаната свинца марок ЦТС или PZT. Пьезоактюаторы имеют диапазон перемещения от нескольких нанометров до десятков микрометров, нагрузочную способность до 1000 Н, мощность на выходном валу до 100 Вт и полосу пропускания порядка нескольких десятков герц. Увеличение диапазона перемещений до нескольких десятков микрометров достигается при применении многослойного ПА (составного, блочного, секционного). В сканирующем туннельном микроскопе при использовании системы управления деформацией ПА имеется нанометрический рабочий зазор между ПА и подложкой; пьезоактюаторы применяются для позиционирования подложки по координатным осям [1—5].

Наряду с такими преимуществами, как высокая точность, большая нагрузочная способность, широкая полоса пропускания, ПА имеют существенный недостаток — нелинейную гистерезисную статическую характеристику, что усложняет проектирование систем управления деформацией ПА для наноперемещений [1—16].

Исследование абсолютной устойчивости системы управления деформацией ПА проведем на основе критерия Якубовича [6], являющегося развитием критерия абсолютной устойчивости Попова. При описании деформационного гистерезиса используем классическую модель Прейзаха [8—12], следовательно, для системы управления деформацией электромагнитоупругого актюатора (рис. 1) имеем передаточную функцию $W(p)$ линейной части системы и гистерезисную функцию S_j актюатора. В общем виде описание гистерезисной нелинейности [6—12] электромагнитоупругого актюатора имеет вид:

$$S_j = F\left[\Psi_i\Big|_0^t, t, S_j(0), \operatorname{sign}\dot{\Psi}_i\right],$$

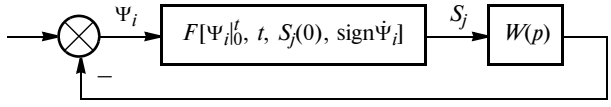


Рис. 1. Обобщенная структурная схема системы управления деформацией электромагнитоупругого актюатора

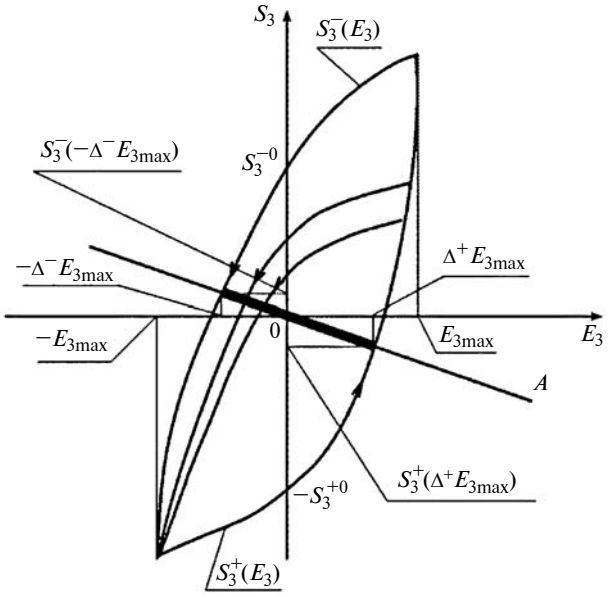


Рис. 2. Асимметричная гистерезисная петлевая характеристика деформации электромагнитоупругого актюатора при пьезоэлектрическом эффекте

где S_j — деформация по оси $j = 1, 2, ..., 6$; F — гистерезисная функция деформации; Ψ_i — напряженность поля по оси $i = 1, 2, 3$, $\Psi_i = E_i$, H_i (E_i — напряженность электрического поля по оси i; H_i — напряженность магнитного поля по оси i); t — время; $S_j(0)$ — начальная деформация по оси j; $\dot{\Psi}_i$ — скорость изменения напряженности поля по оси i.

Соответственно описание гистерезисной нелинейности ПА при продольном пьезоэффекте имеет вид:

$$S_3 = F\left[E_3\big|_0^t, t, S_3(0), \operatorname{sign}\dot{E}_3\right]. \quad (1)$$

Выражение (1) означает, что функция S_3 в каждый момент времени t зависит от поведения напряженности E_3 электрического поля на промежутке $[0, t]$, от времени t, от начального значения $S_3(0)$ и знака скорости $\dot{E}_3$ изменения напряженности поля. При этом $S_3(0)$ должно принадлежать некоторому дополнительно заданному множеству $L[E_3(0)]$, зависящему в общем случае от $E_3(0)$. Рассмотрим гистерезисную характеристику ПА. Множеством $L[E_3(0)]$ является вертикальный отрезок $[S_3^{-0}, -S_3^{+0}]$ — пересечение оси ординат с петлей гистерезиса, снятой при максимально допустимой напряженности поля в ПА.

Найдем стационарное множество системы управления деформацией ПА при устойчивой линейной части системы управления. На плоскости (E_3, S_3) проведем прямую A (рис. 2), соответствующую уравнению $E_3 + k_l S_3 = 0$, где $k_l = W(0)$ — значение передаточной функции линейной части системы управления при параметре $p \to 0$. Множество точек M пересечения прямой A с гистерезисной характеристикой представляет собой отрезок прямой, выделенный на рис. 2.

Пусть E_{30}, S_{30} — стационарное решение системы. Тогда уравнение прямой A имеет вид:

$$E_{30} + k_l S_{30} = 0. \quad (2)$$

Таким образом, стационарным множеством M системы будет выделенный на рис. 2 отрезок прямой A, образованный множеством точек с координатами (E_{30}, S_{30}), т. е. каждой точке пересечения гистерезисной нелинейности с частными циклами и прямой A соответствует одно положение равновесия с координатами (E_{30}, S_{30}).

Определим проекцию стационарного множества положений равновесия торца ПА на ось X, где координата $x = E_3/E_{3max}$ (см. рис. 2). Подставим в уравнение (2) прямой аналитическое описание симметричной основной гистерезисной петли ПА для продольного пьезоэффекта [4] в виде:

$$S_3 = d_{33}E_3 - \gamma_{33}E_{3max}\left(1 - \frac{E_3^2}{E_{3max}^2}\right)^{n_{33}} \operatorname{sign}\dot{E}_3, \quad (3)$$

где d_{33} — пьезомодуль при продольном пьезоэффекте; E_{3max} — амплитуда напряженности электрического поля в ПА; S_{3max} — максимальное относительное перемещение пьезоактюатора по оси 3; $\gamma_{33} = S_3^0/E_{3max}$ — остаточный гистерезис при продольном пьезоэффекте по оси 3; S_3^0 — остаточная относительная величина статической гистерезисной характеристики по оси 3 при $E_3 = 0$; n_{33} — степенной коэффициент, определяемый формой гистерезисной кривой при продольном пьезоэффекте (например, для ПА из пьезокерамики марки ЦТС-19 коэффициент $n_{33} = 1$).

Найдем ширину зоны покоя $\Delta_S = 2\Delta$ для системы управления деформацией ПА при симметричной петле гистерезиса. Подставив в выражение (2) значение $E_{30} = \Delta E_{3max}$, получим:

$$\Delta E_{3max} + k_l S_3^+(\Delta E_{3max}) = 0, \quad (4)$$

где Δ — отношение напряженности электрического поля к амплитуде E_{3max} напряженности в крайней точке равновесия системы управления деформацией ПА; $S_3^+(\Delta E_{3max})$ — значение относительной деформации S_3 на восходящей ветви гистерезисной характеристики при $\dot{E}_3 > 0$ и $E_{30} = \Delta E_{3max}$; $S_3^-(-\Delta E_{3max})$ — значение относительной деформации S_3 на нисходящей ветви гистерезисной характеристики при $\dot{E}_3 < 0$ и $E_{30} = -\Delta E_{3max}$ (см. рис. 2).

Соответственно, имеем:

$$S_3^+(\Delta E_{3max}) = \\ = d_{33}\Delta E_{3max} - \gamma_{33}E_{3max}\left(1 - \frac{(\Delta E_{3max})^2}{E_{3max}^2}\right). \quad (5)$$

Из выражения (5) получаем:

$$S_3^+(\Delta E_{3\max}) = d_{33}\Delta E_{3\max} - \gamma_{33}E_{3\max}(1-\Delta^2). \quad (6)$$

Подставляя формулу (6) в уравнение (4), получаем:

$$\Delta E_{3\max} + k_l E_{3\max}[d_{33}\Delta - \gamma_{33}(1-\Delta^2)] = 0. \quad (7)$$

Из формулы (7) имеем:

$$\Delta + k_l[d_{33}\Delta - \gamma_{33}(1-\Delta^2)] = 0. \quad (8)$$

Из выражения (8) получаем квадратное уравнение для определения ширины зоны покоя $\Delta_S = 2\Delta$ пьезоактюатора при продольном пьезоэффекте:

$$\Delta^2 + \frac{(1+k_l d_{33})}{k_l\gamma_{33}}\Delta - 1 = 0.$$

Следовательно, ширина зоны покоя при продольном пьезоэффекте для симметричной петлевой гистерезисной характеристики

$$\Delta_S = -\frac{(1+k_l d_{33})}{k_l\gamma_{33}} + \sqrt{\frac{(1+k_l d_{33})^2}{k_l^2\gamma_{33}^2} + 4}. \quad (9)$$

Соответственно, для асимметричной петлевой гистерезисной характеристики (см. рис. 2) при $\gamma_{33} = \gamma_{33}^+$ для восходящей ветви гистерезиса при $\operatorname{sign}\dot{E}_3 = +1$ и $\gamma_{33} = \gamma_{33}^-$ для нисходящей ветви гистерезиса при $\operatorname{sign}\dot{E}_3 = -1$, где верхние индексы "+" — для восходящей ветви и "−" — для нисходящей ветви, ширина зоны покоя $\Delta_S = \Delta^+ + \Delta^-$ находится для асимметричной петлевой гистерезисной характеристики при продольном пьезоэффекте в виде:

$$\Delta_S = -\frac{(1+k_l d_{33})}{2k_l}\left(\frac{1}{\gamma_{33}^+} + \frac{1}{\gamma_{33}^-}\right) + \frac{1}{2}\sqrt{\frac{(1+k_l d_{33})^2}{k_l^2(\gamma_{33}^+)^2} + 4} + \frac{1}{2}\sqrt{\frac{(1+k_l d_{33})^2}{k_l^2(\gamma_{33}^-)^2} + 4}.$$

Продольная и поперечная деформации по отношению к направлению электрического поля описываются перевернутыми кривыми, причем практически $d_{31} = -0{,}5d_{33}$ или $S_1 = -0{,}5S_3$, где d_{31} — пьезомодуль при поперечном пьезоэффекте. Продольная деформация направлена в положительном направлении относительно координатной оси 3, а поперечная деформация — в отрицательном направлении относительно координатной оси 1 при положительной напряженности электрического поля по оси 3. Вид гистерезисной петли при продольной и поперечной деформациях аналогичен для ПА из пьезокерамики марки ЦТС-19. Существенным является наличие петли гистерезиса при продольном и поперечном пьезоэффектах, знак деформации учитывается выбором соответствующего положительного направления координатной оси в системе управления ПА.

Симметричная гистерезисная характеристика деформации ПА при поперечном пьезоэффекте имеет вид:

$$S_1 = d_{31}E_3 - \gamma_{31}E_{3\max}\left(1 - \frac{E_3^2}{E_{3\max}^2}\right)^{n_{31}} \operatorname{sign}\dot{E}_3,$$

где $\gamma_{31} = S_1^0/E_{3\max}$ — остаточный гистерезис при поперечном пьезоэффекте по оси 1; S_1^0 — остаточная относительная величина статической гистерезисной характеристики по оси 1 при $E_3 = 0$; n_{31} — степенной коэффициент, определяемый формой гистерезисной кривой при поперечном пьезоэффекте, например, для ПА из пьезокерамики марки ЦТС-19 коэффициент $n_{31} = 0$.

Аналогично выражению (9) ширина зоны покоя при поперечном пьезоэффекте при $n_{31} = 1$ для симметричной петлевой характеристики деформации ПА имеет вид:

$$\Delta_S = -\frac{(1+k_l d_{31})}{k_l\gamma_{31}} + \sqrt{\frac{(1+k_l d_{31})^2}{k_l^2\gamma_{31}^2} + 4}.$$

Следовательно, ширина зоны покоя электромагнитоупругого актюатора при $n_{ij} = 1$ для симметричной петлевой характеристики деформации актюатора

$$\Delta_S = -\frac{(1+k_l d_{ij})}{k_l\gamma_{ij}} + \sqrt{\frac{(1+k_l d_{ij})^2}{k_l^2\gamma_{ij}^2} + 4},$$

где d_{ij} — соответствующие пьезомодуль или коэффициент магнитострикции.

В общем виде деформация пьезоактюаторов при знакопеременном напряжении на обкладках актюатора при знакопеременной напряженности электрического поля описывается зависимостями вида "петля" (см. рис. 2) или "бабочка" (рис. 3). Вид зависимости "петля" или "бабочка" определяется составом пьезокерамики. Деформация магнитострикционных актюаторов при знакопеременной напряженности магнитного поля в актюаторах описывается зависимостями "бабочка" [9—13].

Для пьезоактюаторов из пьезокерамики марки ЦТС-19 при электромеханической деформации преобладает пьезоэлектрический эффект (зависимость "петля") для пьезоактюаторов ПП-4, П3, П6 [3, 4]. Соответственно, для пьезоактюаторов из пьезокерамики 8/65/35 PLZT (зависимость "бабочка") при электромеханической деформации актюатора преобладает электрострикционный эффект. На крыльях "бабочки" — характеристики де-

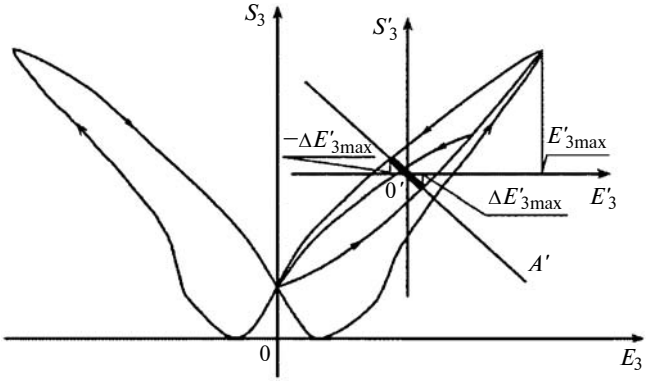


Рис. 3. Характеристика "бабочка" деформации электромагнитоупругого актюатора при электрострикционном эффекте

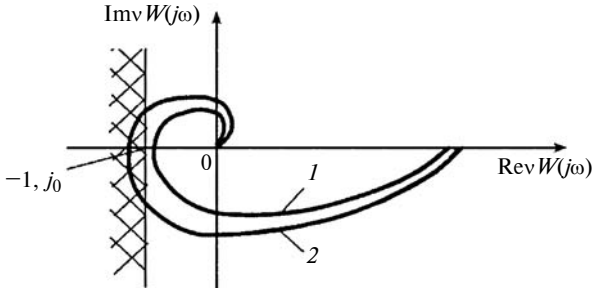


Рис. 4. Критерий абсолютной устойчивости системы управления деформацией электромагнитоупругого актюатора:

1 — условия абсолютной устойчивости выполняются; *2* — не выполняются

формации — наблюдаем для однополярного изменения напряженности электрического поля частный цикл — гистерезисную петлю [9—11]. Этот режим часто используется в системах управления нано- и микроперемещениями, когда начало координат переносится в точку $0'$ и деформацию электромагнитоупругого актюатора (см. рис. 3) рассматривают в новой системе координат S'_3, E'_3; для оценки устойчивости системы справедлив критерий Якубовича [4, 6, 12].

Функция S_3 гистерезисной нелинейности ПА при продольном пьезоэффекте непрерывна, причем

$$\nu_{331}, \nu_{332} \in [0, \nu_{33}]; \quad \nu_{33} = \max[\mathrm{d}S_3/\mathrm{d}E_3].$$

Величины ν_{331} и ν_{332} определяем по гистерезисной статической характеристике (см. рис. 2), измеренной при максимально допустимой напряженности электрического поля в ПА, где $\nu_{331} = 0$ и $\nu_{332} = \nu_{33}$ — соответственно минимальное и максимальное значения тангенса угла наклона касательной к гистерезисной нелинейности ПА при продольном пьезоэффекте.

Гистерезисная петля (см. рис. 2) ПА обходится против часовой стрелки. Отношение тангенсов угла наклона касательной к гистерезисной нелинейности ПА при продольном и поперечном пьезоэффектах пропорционально отношению соответствующих пьезомодулей:

$$\nu_{33} : \nu_{31} : \nu_{15} = d_{33} : d_{31} : d_{15}.$$

Обозначим через ν величину, соответствующую максимальному значению тангенса угла наклона касательной к нелинейной характеристике пьезоактюатора, $\nu = \nu_{33}$, ν_{31}, ν_{15} при продольном, поперечном или сдвиговом пьезоэффектах.

Соответственно, достаточные условия абсолютной устойчивости системы управления деформацией электроупругого актюатора (рис. 4) имеют вид:

$$\mathrm{Re}\nu W(j\omega) \geq -1, \qquad (10)$$

где j — мнимая единица; ω — частота.

На рис. 4 на комплексной плоскости приведены амплитудно-фазовые частотные характеристики для частотной передаточной функции $\nu W(j\omega)$, для двух кривых, для которых выполняются условия (кривая *1*) и не выполняются условия (кривая *2*) абсолютной устойчивости системы управления деформацией электромагнитоупругого актюатора. На рис. 4 заштрихована запретная область для амплитудно-фазовых частотных характеристик. Частотный критерий (10) абсолютной устойчивости прост и удобен для синтеза корректирующих устройств систем управления деформацией электромагнитоупругого актюатора. Например, для ПА из пьезокерамики ЦТС-19 при продольном пьезоэффекте максимальное значение тангенса угла касательной к нелинейности ПА составляет $\nu_{33} = 1$ нм/В, а при поперечном пьезоэффекте — $\nu_{31} = 0{,}5$ нм/В.

Определено множество положений равновесия в системе управления деформацией электромагнитоупругого актюатора нано- и микроперемещений. Множество положений равновесия актюатора в системе управления деформацией устойчиво относительно математических ожиданий, если выполняются полученные условия на производную нелинейной гистерезисной характеристики актюатора.

Получены условия абсолютной устойчивости системы управления деформацией электромагнитоупругого актюатора. При введении в систему управления деформацией электромагнитоупругого актюатора корректирующего устройства, надлежащим образом деформирующего амплитудную частотную характеристику линейной части системы управления, частотный критерий абсолютной устойчивости будет выполняться.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Миронов В. Л.** Основы сканирующей зондовой микроскопии. М.: Техносфера, 2004. 144 с.

2. **Некоторые** физико-механические проблемы пьезоэлектрических актюаторов и области их применения / В. А. Акопьян, А. Е. Панич, А. Н. Соловьев, С. Н. Шевцов // Нано- и микросистемная техника. 2006. № 10. С. 35—40.

УДК 67.05:66.041

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

Создание и развитие концепции энерготехнологических агрегатов для обжига и термоактивации минерального сырья

Рассмотрены: энерготехнологические агрегаты для обжига вермикулитовых концентратов и конгломератов, а также термоактивации их компонентов; основные технические решения, направленные на повышение их КПД и снижение энергоемкости соответствующих процессов; особенности конструкции нагревательных элементов и узлов их крепления.

Ключевые слова: энерготехнологический агрегат, обжиг, КПД, удельная энергоемкость, структурная трансформация, вермикулитовый концентрат, вспученный продукт.

The energotechnological aggregates for burn of vermiculite concentrates and conglomerates, and also thermoactivation of their components, the general engineering solutions, intended to increase their coefficient of efficiency and decrease the energy intensity of the related processes, the features of structure of heating elements and their attachments are considered.

Keywords: energotechnological aggregate, burn, coefficient of efficiency, energy density, structural transformation, vermiculite concentrate, swollen product.

Рассматриваемые энерготехнологические агрегаты предназначены для обжига и термоактивации различных минералов, в частности вермикулитовых концентратов, конгломератов, сунгулит-вермикулитовых отходов обогащения и других сырьевых ресурсов природного и техногенного происхождения.

В 2003 г. был создан и запущен в работу первый опытно-промышленный энерготехнологический агрегат для получения вспученного зернистого продукта из вермикулитовых концентратов и конгломератов, построенный на базе электрической модульно-спусковой печи [1]. Кроме печи, в состав агрегата входили дозатор сырья и система охлаждения конечного продукта.

Энерготехнологические агрегаты совершенствовали по двум направлениям: изменяли конструктивную структуру электрических модульно-спусковых печей для повышения их энергетической эффективности; модернизировали базовые узлы и элементы для повышения надежности и ремонтопригодности системы.

В период с 2006 по 2012 г. были изготовлены, усовершенствованы и переданы в эксплуатацию фирмам-заказчикам ряд модульно-спусковых печей.

На рис. 1, *а* приведена схема простейшей трехмодульной печи, состоящей из корпуса *1*, сырьевого бункера *2*, барабанного дозатора *3* со спусковым лотком *4* и трех модулей обжига *5*. Удельная энергоемкость обжига вермикулитовых концентратов Ковдорского месторождения марок КВК составляла в такой печи 215÷220 мДж/м^3, что всего на

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

3. **Афонин С. М.** Исследование абсолютной устойчивости систем автоматического управления пьезодвигателями наноперемещений // Вестник машиностроения. 2005. № 1. С. 24—27.

4. **Афонин С. М.** Схемы пьезодвигателей нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2012. № 6. С. 3—6.

5. **Афонин С. М**. Структурно-параметрическая модель электромагнитоупругого актюатора нано- и микроперемещений // Наноинженерия. 2014. № 9. С. 33—40.

6. **Барабанов Н. Е., Якубович В. А.** Абсолютная устойчивость систем регулирования с одной гистерезисной нелинейностью // Автоматика и телемеханика. 1979. № 12. С. 5—12.

7. **Физическая** акустика. Т. 1. Ч. А. Методы и приборы ультразвуковых исследований / Под ред. У. Мэзона. М.: Мир, 1966. 592 с.

8. **Preisach A.** Ьber die magnetische Nachwirkung // Zeitschrift fьr Physik. Berlin: Verlag von Julius Springer, 1935. B. 94. N. 5 und 6. S. 277—302.

9. **Турик А. В.** К теории поляризации и гистерезиса сегнетоэлектриков // Физика твердого тела. 1963. Т. 5. № 4. С. 1213—1215.

10. **Турик А. В., Резниченко Л. А.** Сегнетокерамика в сильных электрических полях: электромеханический гистерезис, пьезоэффект и электрострикция. Обзор // Фазовые переходы, упорядоченные состояния и новые материалы. Ростов-н/Д: Ростовский университет, 2008. № 1. С. 1—4.

11. **Lynch C. S.** The effect of uniaxial stress on the electromechanical response of 8/65/35 PLZT // Acta materialia. 1996. V. 44. N. 10. P. 4137—4148.

12. **Афонин С. М.** Абсолютная устойчивость системы управления деформацией пьезопреобразователя // Известия РАН. Теория и системы управления. 2005. № 2. С. 112—119.

13. **Кикучи Е.** Ультразвуковые преобразователи. М.: Мир, 1972. 424 с.

14. **Ленк А.** Электромеханические системы: Системы с сосредоточенными параметрами. М.: Мир, 1978. 283 с.

15. **Uchino K.** Piezoelectric actuator and ultrasonic notors. Boston: Kluwer Academic Publisher, 1997. 347 p.

16. **Borboni A.** Meso- to micro-actuatotors: a theoretical and practical approach. New York: CRC Press, 2008. 400 p.

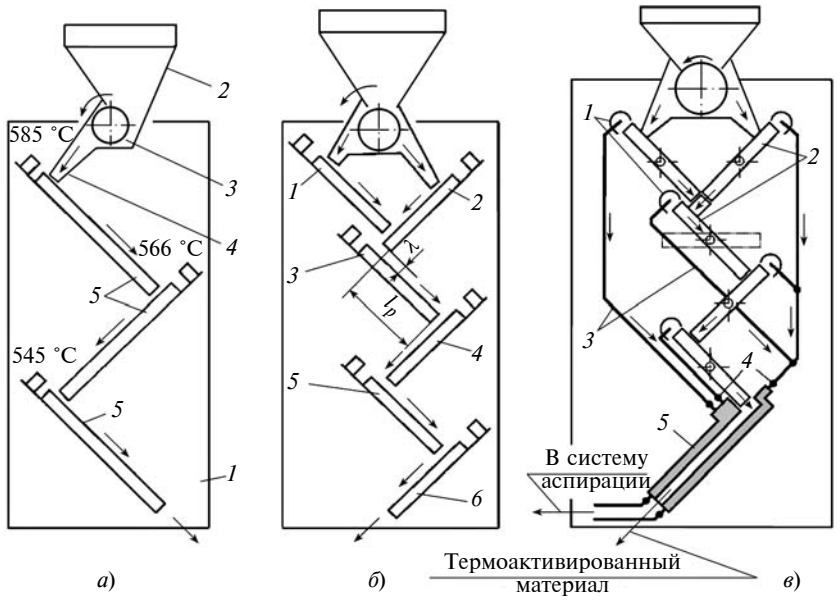


Рис. 1. Схемы электрических печей:

а — трехмодульная печь; *б* — шестимодульная ППС-печь; *в* — ППС-печь с "нулевым модулем"

8÷10 % превосходило аналогичный показатель наиболее совершенной вертикальной шахтной печи, работающей на углеводородном топливе [2].

Внутри модулей обжига, имеющих замкнутые пространства, продольно на ребро установлены полосовые нихромовые нагреватели, высокотемпературное излучение которых за 2÷3 с в режиме термоудара вспучивает пересыпающийся с одного модуля на другой вермикулитовый концентрат или конгломерат. В других случаях параллельно с обжигом и отделением вспученного вермикулита проводили термоактивацию сунгулита — минерала, сопутствующего вермикулитовым рудам, который применяется для мелиорации техногенно-загрязненных токсичных грунтов и очистки сточных вод от тяжелых металлов.

Температура и время обжига влияют на прочность вспученных зерен: при обжиге в пределах 1 мин с температурой 500÷650 °С относительная прочность снижается до 65÷80 % от максимальной, а при температуре 800 °С и более зерна становятся хрупкими [3], поэтому постоянная времени таких печей (время обжига) не должна превышать 2,5÷3,0 с, а температура нагревателей — 720÷750 °С.

Первым шагом в совершенствовании печей путем их структурно-конструктивной трансформации стало увеличение модульности. Проанализировав экспериментальную кривую дегидратации вермикулита (рис. 2), обобщенную для опытно-промышленных трехмодульной и шестимодульной печей, видим, что основная работа вспучивания идет на верхнем модуле 1. Экспериментальные точки, соответствующие относительной плотности $\rho_{от}$, определенной как отношение исходной насыпной плотности концентрата к конечной плотности вспученного продукта, точно соответствуют графику, общему для всех размерных групп вермикулитовых концентратов: КВК-1; КВК-2; КВК-4 (цифра — размерная группа концентрата).

На рис. 3 приведена диаграмма изменения $\Delta\rho/N_м$ относительной плотности вермикулита на каждом из модулей ($N_м$ — мощность, потребляемая одним модулем, $\Delta\rho$ — разность плотностей на входе в модуль и на выходе из него). Согласно рис. 3 на модуле 1 печи мощность, равная 1 кВт, обеспечивает снижение объемной массы вермикулита на 10,27 кг/м^3, а на модулях 2 и 3 — соответственно только на 0,79 и 0,198 кг/м^3. Очевидно, что процессы теплоусвоения и вспучивания вермикулита интенсивны на начальном этапе, пока его частицы еще активно поглощают энергию, почти не отражая ее, и не теплоизолируют друг друга, а энергетически эффективным является модуль 1.

Простая шестимодульная печь оказалась не намного эффективнее трехмодульной (см. рис. 1, *а*). Вследствие некоторого снижения температуры нагревателей и увеличения времени обжига на 6÷8 % при примерно равной производительности было получено

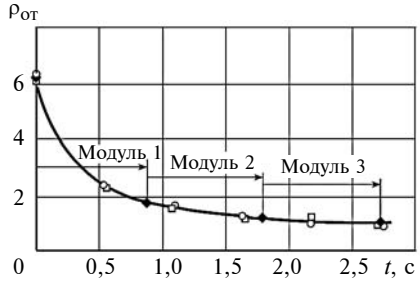


Рис. 2. Кривая дегидратации вермикулита при обжиге:

○ — КВК-1 (шестимодульная печь); □ — КВК-2 (шестимодульная печь); ♦ — КВК-4 (трехмодульная печь)

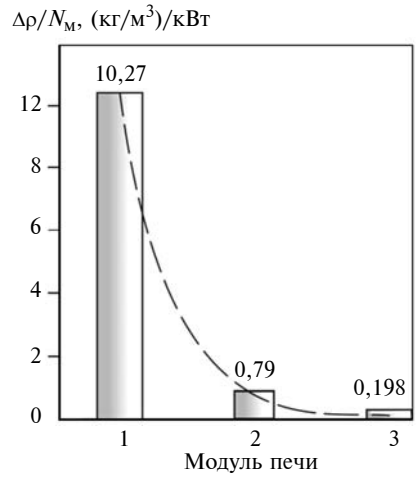


Рис. 3. Диаграмма изменения относительной плотности вермикулита на модулях печи в расчете на 1 кВт его мощности

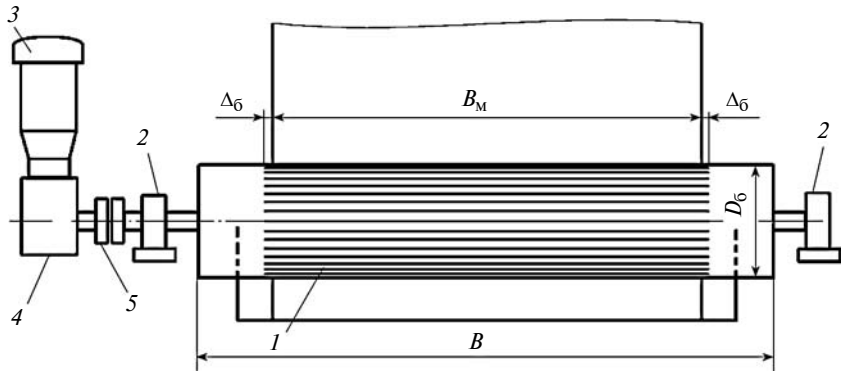


Рис. 4. Схема барабанного дозатора

более равномерное распределение энергетической эффективности модулей при меньшем потреблении электроэнергии. Наибольший расчетный КПД шестимодульной печи при температуре нагревателей $T_н = 757$ °С и постоянной времени печи $T_{па} = 2{,}93$ с составил $\eta_{max} = 0{,}3435$, а отношение η_{max} шестимодульной и трехмодульной печей равнялось 1,026, т. е. эффективность печи повысилась всего на 2,6 %. Эксперименты, проведенные на шестимодульной печи при $T_{па} = 2{,}72$ с и температуре нагревателей $T_н = 758$ °С, дали не намного бóльшее значение КПД: $\eta_{max} \approx 0{,}4$.

Вторая структурная трансформация — изменение порядка сопряжения модулей (см. рис. 1, *б*, поз. *1÷6*) оказалась более радикальной: перенос нижнего модуля из цепи последовательных сопряжений в параллельное сопряжение с верхним модулем (поз. *1*) позволил уже двум модулям (поз. *1* и *2*) работать с максимальной энергетической эффективностью. Остальные модули (поз. *3÷6*) остались в последовательном сопряжении.

Концентрат подается в ППС-печь дозатором (рис. 4), содержащим рифленый барабан *1*, подшипниковые узлы *2*, мотор-редуктор *3*, червячный редуктор *4* и муфту *5*.

Плоские частицы вермикулитовой слюды способны проникать в мельчайшие зазоры, склонны к сводообразованию, а существенное увеличение их объема при вспучивании обусловливает особенности дозатора и накладывает ограничение на частоту вращения барабана $n \approx 0{,}8 \div 1{,}2$ мин$^{-1}$.

На рис. 5 показано поперечное сечение дозатора. Бункер *1* обеспечивает небольшой запас концентрата, восполняемый элеватором (не показан). Концентрат заполняет продольные рифления, выполненные на барабане *2*, в зоне точки *A*. Щиток *4* с минимальным зазором *e* снимает излишки материала ("шапку") на барабане, и в спусковой лоток *3* поступают только частицы, заполняющие рифления. Так обеспечивается контролируемое количество подаваемого в печь концентрата.

Чтобы поток вспучивающегося вермикулита имел регулярную структуру по длине модулей, важно минимизировать пульсацию

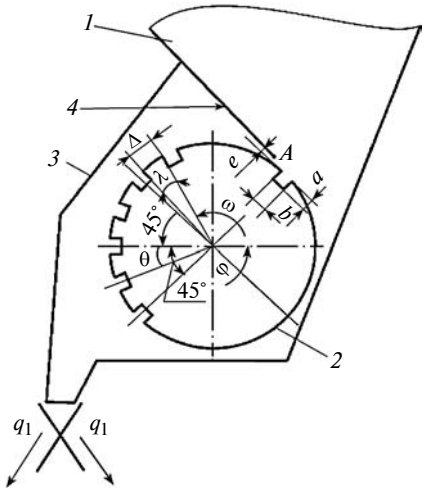


Рис. 5. Поперечное сечение дозатора

подачи, оцениваемую коэффициентом пульсации:

$$k_п = \frac{(\theta + \lambda)}{2\pi}\left[\frac{\sqrt{2}}{2} - \cos\left(\frac{\pi}{4} + 2\frac{b + \Delta}{D_б} - \lambda\right)\right] 100, \ \%, \quad (1)$$

где b — ширина рифления (задают, исходя из наиболее крупных частиц концентрата); θ — угол между соседними рифлениями; λ — угол охвата выступа между ними; Δ — ширина выступа; $D_б$ — диаметр барабана.

Из формулы (1) следует, что при уменьшении угла θ и увеличении числа m рифлений на барабане пульсация подачи будет снижаться.

Выбор оптимального поперечного сечения рифлений барабана основан на двух критериях: минимизации пульсации и исключении заклинивания частиц в самих рифлениях. На рис. 6 приведены рассмотренные формы сечения.

Треугольное сечение (рис. 6, *а*) исключает заклинивание; при $\Delta = 0$ максимально увеличивается число рифлений, но весь объем $W_{к.т}$ концентрата выходит из рифления при повороте барабана на $\pi/4$. Число рифлений, одновременно подающих концентрат, вдвое меньше, чем в других вариантах.

При плоском прямоугольном сечении (рис. 6, *б*) $b > a$, объем $W_{к.п}$ меньше объема $W_к$ (рис. 6, *в*), где $b = a$. Средняя подача для сечения на рис. 6, *б* меньше, чем средняя подача для сечения на рис. 6, *в*, при равных коэффициентах пульсации. Но в обоих вариантах опорожнение рифлений происходит при повороте на $\pi/4$, следовательно, одновременно подают материал 25 % рифлений.

Округлое сечение (рис. 6, *г*) объемом $W_{к.к}$ при $b = 2R$ отвечает второму критерию. Если принять $\Delta \approx 1$ мм, можно существенно увеличить число рифлений по сравнению с вариантами на рис. 6, *б*, *в*. Однако при повороте рифления на $\pi/4$ (первые 45°)

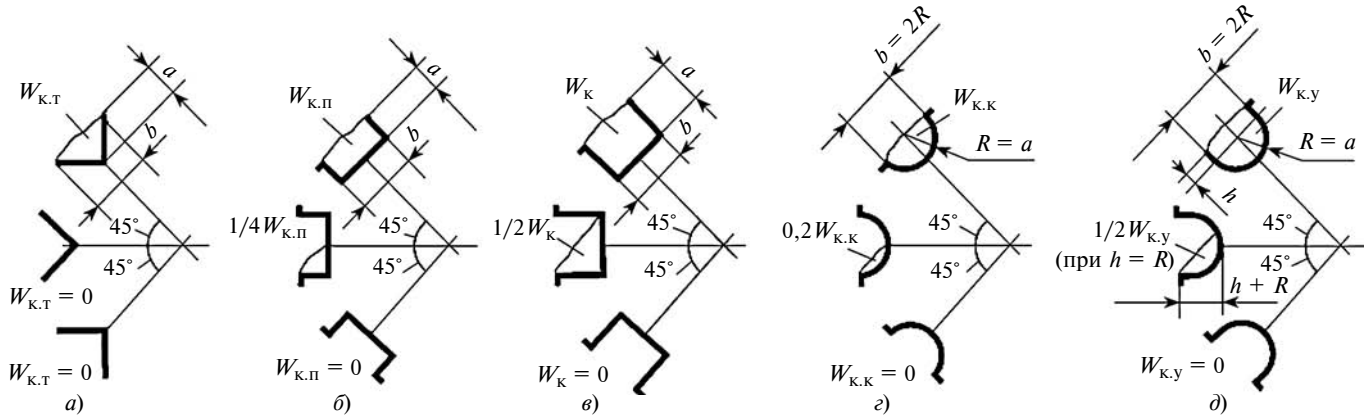


Рис. 6. Формы поперечных сечений продольных канавок барабана

остаток концентрата составит $0{,}2W_{к.к}$ и подача будет несимметричной: 80 % материала будет выходить при первом повороте на $\pi/4$ рифления, а остальные 20 % — при втором.

Оптимальным является округлое сечение с удлиненными бортами h (рис. 6, *д*) При такой форме можно получить максимальное число рифлений при $h = R$, обеспечить равные объемы подачи ($1/2W_{к.у}$) на каждой 1/8 части оборота барабана при $W_к \approx W_{к.у}$ и минимальной пульсации.

При диаметре барабана $D_б$ = = 140 мм, $b = a = 8$ мм, $\Delta = 3$ мм число рифлений $m = 40$, а коэффициент $k_п = 1{,}6$ %. Такой уровень пульсации вполне приемлем, порционности потока вермикулита не будет.

Для раздачи концентрата на верхние модули печи дозатор снабжен регулируемым делителем потоков q_1 и q_2 (см. рис. 5) с направляющими пластинами [4]. Потоки вспучивающегося вермикулита на выходе из верхних модулей суммируются и поступают на нижние модули, сопряженные последовательно, где движутся с удвоенной концентрацией материала (см. рис. 1, *б*, *в*).

Для симметричной схемы ППС-печи с равными по длине модулями (см. рис. 1, *в*) уравнения баланса мощностей будут иметь вид:

модули 1 и 2:

$$\theta_1 = \theta_2 = \frac{t}{m} = \frac{A}{m}\varepsilon_н\sigma T_н^4 f_н t; \quad (2)$$

модули 3—6:

$$\theta_{3-6}\frac{m_{3-6}}{t_{3-6}} = A_{3-6}\varepsilon_н\sigma T_{н3-6}^4 4f_{н3}. \quad (3)$$

Здесь $m = m_1 = m_2$ — массы вермикулита, одновременно находящегося на верхних модулях, кг; t — время обжига или время движения вермикулита по верхним модулям с учетом зон λ пересыпания (см. рис. 1, *б*), с; $T_н$ и $T_{н3-6}$ — температуры поверхности нагревателей; $f_н$ и $f_{н3}$ — площади поверхностей нагревательных элементов в верхних и последующих модулях; A и A_{3-6} — комплексные параметры, отражающие конструктивные и оптико-геометрические характеристики рабочих камер модулей обжига и сыпучей среды, определяемые с учетом шага r и высоты $t_н$ нагревателей и высоты y пространства обжига модуля, а также оптических свойств α и τ сыпучей среды [5, 6] и соотношения параметров δ и D, где δ — среднее расстояние между зернами в потоке, D — средний диаметр вермикулитовых зерен.

Совместное решение уравнений (2 и 3) относительно температуры дает температурно-временную зависимость:

$$T_н = \left[(\theta_\Sigma/2)\varepsilon_н\sigma f_н \times \left(A\frac{t}{m} + 2A_{3-6}\frac{t_{3-6}}{m_{3-6}}\right)\right]^{\frac{1}{4}}, \quad (4)$$

где θ_Σ — удельная энергия теплоусвоения вермикулита Дж/кг; $\varepsilon_н$ — излучательная способность нихромовых нагревателей; σ = = $5{,}67 \cdot 10^{-8}$ (Вт/м^2)К^4 — постоянная Стефана—Больцмана; $T_н$ — температура на поверхности нагревателей, К; $f_н$ — суммарная площадь поверхностей нагревательных элементов печи.

Для каждого из верхних модулей принято допущение по концентрации материала: $\delta \approx D$. На нижних модулях 3—6 потоки суммируются, концентрация материала удваивается и соотношение изменяется: $\delta \approx 0{,}5D$. При этом массы вермикулита, одновременно находящегося на модулях 1 и 2 и модулях 3—6, определяются выражениями:

$$m_{1,2} = \frac{\pi DB(l_р + \lambda)}{24(1 - \kappa_{пор})\kappa_в}, \quad (5)$$

$$m_{3-6} = \frac{\pi DB(4l_р + 3\lambda)}{13{,}5(1 - \kappa_{пор})\kappa_в}, \quad (6)$$

где $\kappa_{пор}$ — коэффициент пористости массива в насыпном состоянии ($\approx$0,365); $\kappa_в$ — коэффициент вспучивания, м^3/кг; B — ширина модуля, м; λ — размер зоны пересыпания, м (см. рис. 1, *б*).

При подстановке выражений (5) и (6) в уравнение (4) получим:

$$T_н = \left[\pi DB(\theta_\Sigma/2)\varepsilon_н\sigma f_н\kappa_в(1-\kappa_{пор}) \times \left(\frac{24At}{l_р + \lambda} + \frac{27A_{3-6}t_{3-6}}{4l_р + 3\lambda}\right)\right]^{\frac{1}{4}}. \quad (7)$$

При $\lambda = 0{,}06$ м, $B = 0{,}69$ м, $l_р = 0{,}297$ м (рабочий участок длины модуля), $r = 0{,}032$ м, $t_н = 0{,}008$ м и $y = 0{,}035$ м (параметры опытной ППС-печи, показанной на рис. 1, *в*) можно определить значения комплексных параметров $A = 0{,}612$ и $A_{3-6} = 0{,}658$ [6].

На рис. 7 показаны построенная по формуле (7) температурно-временна́я зависимость (рис. 7, *а*) и график КПД (рис. 7, *б*) для шестимодульных ППС-печей с различной суммарной длиной l_Σ модулей и временем $t_{об}$ обжига. Каждая точка на графике соответствует рабочей точке печи со своими значениями $l_р$ и l_Σ.

С повышением температуры постоянная времени печи уменьшается, но суммарная длина рабочих участков модулей уменьшается быстрее, поэтому производительность печи тем меньше, чем выше температура нагревателей. На участке температурно-временной зависимости от точки *А*, где КПД печи максимален ($\eta_{п\ max} = 0{,}449$), производительность возрастает от $0{,}504 \cdot 10^{-3}$ до $0{,}556 \cdot 10^{-3}$ м^3/с в точке *Б*, где КПД меньше, но всего на 0,94 %. При этом температура снижается до 733 °С, а скорость нарастания температуры составляет 207 °С/с, что больше минимально допустимых 200 °С/с и отвечает условиям термоудара [3]. Поэтому режимную точку и конструктивные параметры следует выбирать из интервала между точками *А* и *Б* (см. рис. 7).

Для ППС-печи производительность определяется формулой:

$$\Pi_V = \frac{\pi BD}{(1-\kappa_{пор})} \times$$

$$\times \left(\frac{l_р + \lambda}{12} + \frac{4l_р + 3\lambda}{13{,}5}\right)\frac{1}{T_{па}},$$

а ее КПД и удельная энергоемкость — выражениями:

$$\eta_п = \frac{\theta_\Sigma \Pi_G \eta_{м.т}}{3 I_{па} U};$$

$$e_у = \frac{N_э}{\Pi_V} = \frac{3 I_{па} U}{\Pi_V},$$

где $N_э$ — потребляемая электрическая мощность, Вт; $I_{па}$ — сила тока, А; U — напряжение, В; Π_G — массовая производительность печи, кг/с; $\eta_{м.т}$ — КПД механической трансформации вермикулита [6].

Шестимодульная ППС-печь имеет $\eta_{п\ max} = 0{,}449$. Эксперименты, проведенные на опытной ППС-печи с постоянной времени $T_{па} = 2{,}295$ с и температурой $T_н = 762$ °С, показали, что ее $\eta_{п\ max} \approx 0{,}43$ (см. рис. 7, *а*). Сопоставление КПД ППС-печи и простой шестимодульной печи в точках температурно-временных кривых, соответствующих их экс-

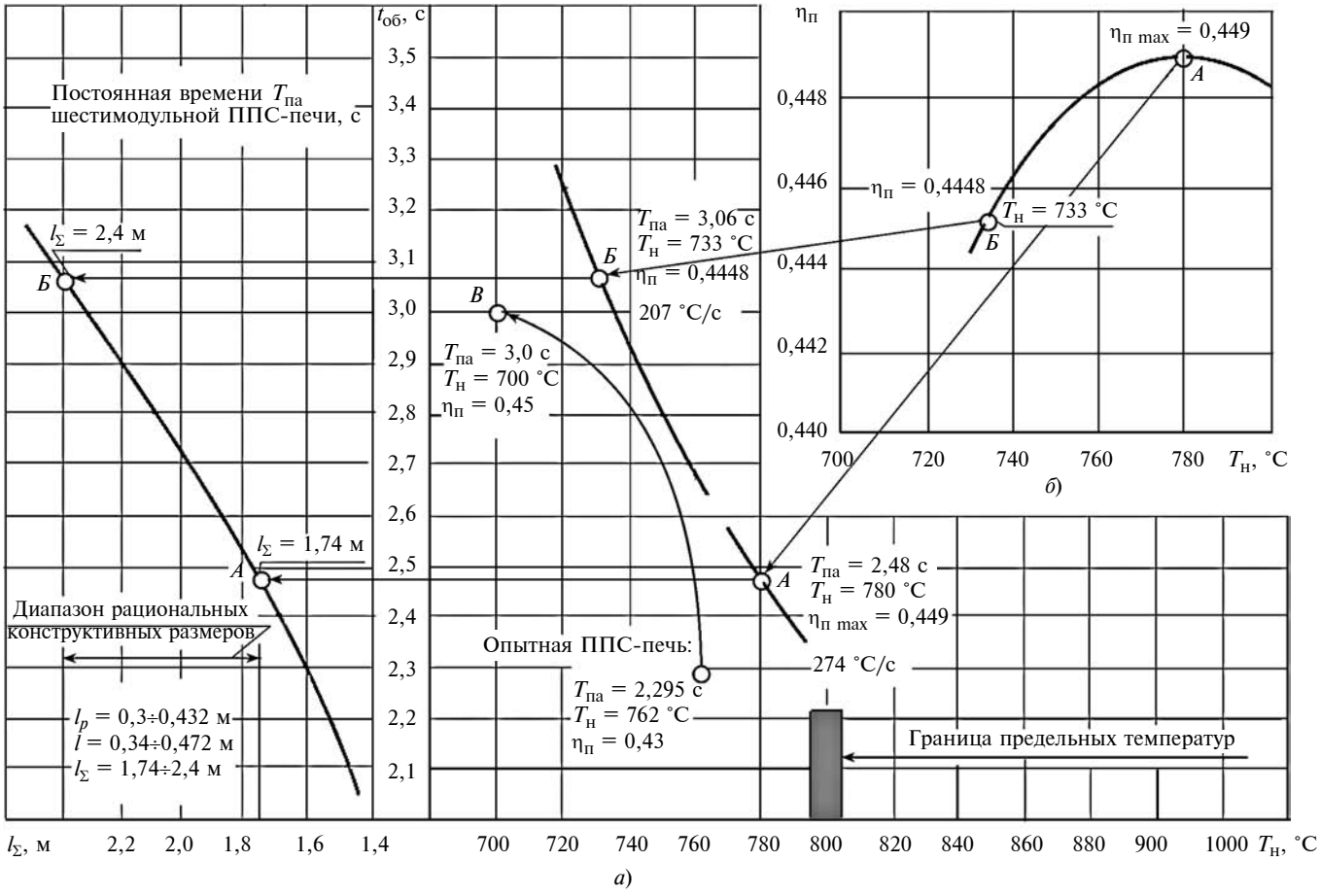


Рис. 7. Температурно-временная зависимость (*а*) и график КПД (*б*) для шестимодульных ППС-печей

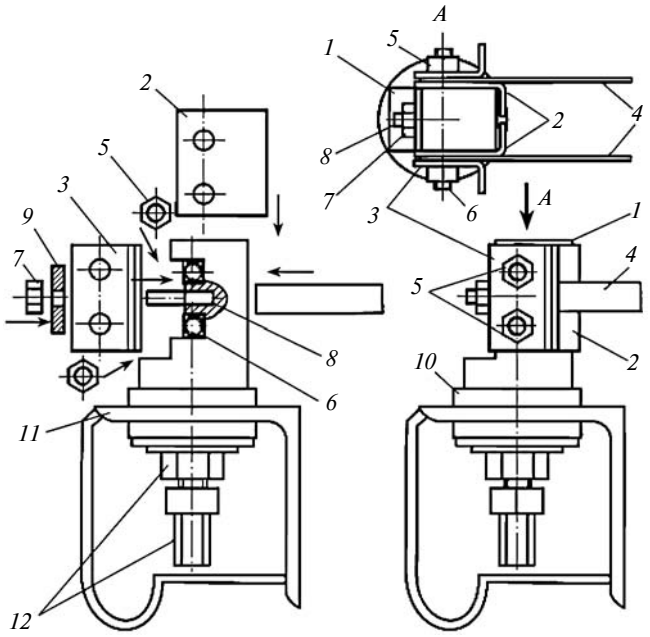


Рис. 8. Новая конструкция крепления и защиты его элементов от температурного излучения нагревателей

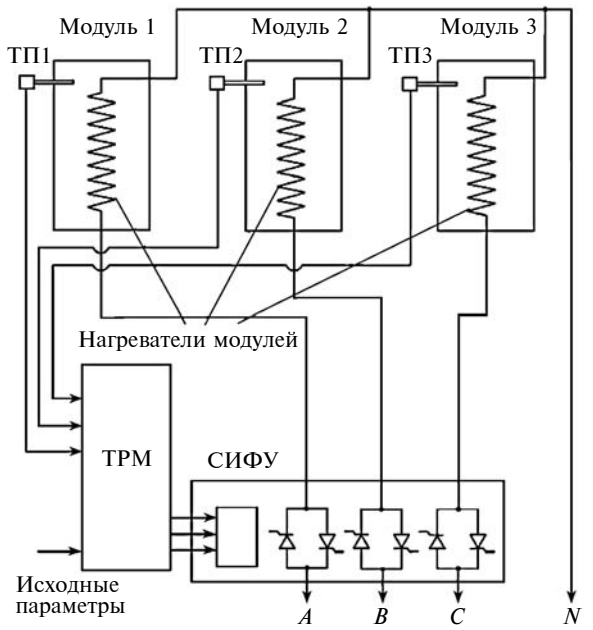


Рис. 9. Принципиальная схема раздельного автоматического управления температурным режимом модулей обжига трехмодульной печи

тремумам, дает отношение 1,305, что указывает на повышение КПД на 30,5 %.

Соотношение экспериментальных данных показывает увеличение КПД на 7,5 %, но это обусловлено чрезмерно короткими модулями опытной печи ($l_р$ = 0,297 м). При увеличении $l_р$ до 0,32 м постоянная времени возрастает до $T_{па}$ = 3,0 с и работа печи переводится в точку *B*, где $\eta_п \approx 0{,}45$ и $T_н$ = 700 °С (см. рис. 7, *а*). При этом скорость нарастания температуры не опускается ниже критического значения 200 °С/с. Здесь соотношение экспериментальных данных показывает увеличение КПД ППС-печи по сравнению с шестимодульной печью на 12,5 %. Дальнейшее повышение энергетической эффективности таких печей возможно путем рекуперации тепловой энергии.

Другим важным направлением совершенствования энерготехнологических агрегатов было повышение ремонтопригодности и надежности модульно-спусковых печей, работающих в тяжелых температурных условиях.

Ремонтопригодность печи связана в основном с заменой нагревательных элементов. Новая конструкция крепления нагревателей и защиты его деталей от температурного излучения нагревателей показана на рис. 8.

В прямоугольных пазах крепежной головки *1* устанавливаются шпильки *6*. На них насаживаются пластины *2* с внутренними загибами, далее устанавливаются нагреватели *4*, затем пластины *3* с внешними загибами. С помощью гаек *5* соединение указанных деталей затягивается. В крепежную головку *1* ввинчивается шпилька *8*. Чтобы зафиксировать шпильки *6*, используются шайбы *9*, которые плотно прижимаются гайками *7*. Крепежные головки *1* устанавливаются на панели *11* через электроизоляционные прокладки *10* и затягиваются резьбовым соединением *12*. Такая конструкция позволяет защитить от окислительного износа крепежные головки и резьбовые соединения, что обеспечивает возможность их повторной разборки-сборки, а нагреватели можно заменять ослаблением гаек *5* на смежных головках.

Для обеспечения надежности электрического соединения в узлах крепления необходимо использовать высокотемпературные токопроводящие пасты.

Среди прочих факторов надежности [7] главным является система автоматического управления токовой нагрузкой "насыщения", при которой температура нагревателей была бы достаточной для вспучивания (термоактивации) и исключающей образование нагара на поверхности нагревательных элементов.

Значение нагрузки "насыщения" $I_{нас}$ должно быть известно для каждой размерной группы и вида вермикулитового концентрата, однако $I_{нас}$ — переменная величина и по мере нагревания печи ее значение снижается. Поэтому критерием, по которому ведется регулирование, является температура нагревателей, соответствующая текущему значению $I_{нас}$: она служит исходным параметром в системе управления температурным режимом (рис. 9).

Заданная температура должна поддерживаться тиристорным регулятором мощности (ТРМ), способным раздельно регулиро-

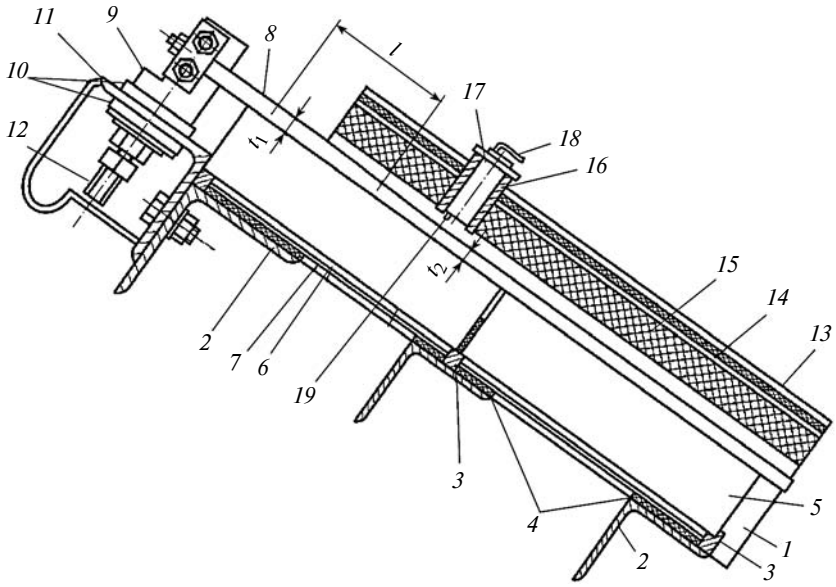


Рис. 10. Конструкция модуля обжига с термопарой:
l — зона максимальной концентрации вермикулита

вать токи на каждом модуле согласно своему сигналу задания, который формируется термопарами ТП1, ТП2 и ТП3. При этом система импульсно-фазового управления (СИФУ) служит для установки начального значения и ограничения пределов регулирования, формирующих регулировочную характеристику системы. Такой способ управления обеспечивает поддержание постоянной температуры при ее суточных колебаниях, колебаниях, связанных с переходом на выходные дни, и при "температурном разгоне" печи в течение 3—4 суток.

Для точного регулирования требуется модуль (рис. 10), который содержит раму, состоящую из швеллеров *1*, уголков *2*, подставки *3*, прокладки *4*, огнеупорных кирпичей *5*, металлического экрана *7*, образующего с кирпичами воздушный зазор *6*, и нагреватели *8*, закрепленные на головках *9*, которые установлены на электроизоляционных прокладках *10* на панели *11*. К сети нагреватели подключаются через выведенные из головок шпильки *12*. Термокрышка *13* с отражательным экраном *14*, набранным из отполированных пластин, содержит два слоя термоизоляции *15*. В центральной части термокрышки установлена втулка *16* с осью *17*, а в отверстие оси с эксцентриситетом вставлена термопара *18*. Ее горячий спай *19* размещается на расстоянии ≈5 мм над полосой нагревателя в каждом модуле обжига. Благодаря эксцентриситету обеспечивается поворот оси для установки горячего спая точно над ребром полосы нагревателя. При любом положении оси горячий спай *19* располагается над участком нагревателя высотой t_2.

Система была опробована в ООО "Иркутский завод строительных материалов" для управления шестимодульной печью. Эффект нагарообразования и отказы печи практически прекратились, а токовая нагрузка снизилась с 98÷99 А (через 1 ч после холодного пуска печи) до 85÷86 А после завершения "разгона печи", что соответствует ее уменьшению на 12 %.

Таким образом, использование системы автоматического управления позволяет не только повысить надежность печи, но также снизить потребление электроэнергии и удельную энергоемкость процесса обжига.

Другим существенным фактором надежности является понижение температуры нагревателей на 5÷6 % относительно оптимальной, соответствующей токовой нагрузке "насыщения". Для этого необходимо восполнить возникающий дефицит теплоты в модулях обжига путем введения в структуру печи дополнительного "нулевого" (неэлектрифицированного) модуля, работающего на вторичном энергетическом ресурсе (см. рис. 1, *в*). Такая печь содержит рекуператоры *1* тепловой энергии, модули обжига *2*, трубопроводы *3* с коллекторами *4* и дополнительный "нулевой" неэлектрифицированный модуль *5*.

Анализ печей с "нулевыми" модулями и базовых систем энерготехнологических агрегатов для обжига минерального сырья — темы следующих статей автора, принятых к публикации в журнале "Вестник машиностроения".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 47082 Рос. Федерация:** МПК[7] F 27 B 15/00. Технологический комплекс и печь для обжига вермикулита.

2. **Нижегородов А. И.** Эффективность огневых и электрических модульно-спусковых печей для обжига вермикулита // Технология Машиностроения. 2010. № 1. С. 32—34.

3. **Производство** и применение вермикулита // Под ред. проф. Н. А. Попова. М.: Стройиздат, 1964. 128 с.

4. **Пат. 101791 Рос. Федерация:** МПК F 27 B 15/00. Печь для обжига вермикулита.

5. **Телегин А. С., Швыдкий В. С., Ярошенко Ю. Г.** Тепломассоперенос. М.: ИКЦ "Академкнига", 2002. 455 с.

6. **Нижегородов А. И.** Исследование теплопереноса в электрических модульно-спусковых печах для обжига вермикулита с учетом свойств поглощающей среды // Огнеупоры и техническая керамика. 2014. № 11—12. С. 29—37.

7. **Нижегородов А. И.** Факторы надежности электрических модульно-спусковых печей для обжига вермикулитовых концентратов // Новые материалы и технологии в машиностроении: Сб. науч. тр. Вып. 10. Брянск: Изд-во БГИТА, 2009. С. 170—173.

УДК 629.76.001.57

В. И. ТРУШЛЯКОВ, д-р техн. наук, В. Ю. КУДЕНЦОВ, д-р техн. наук, И. Ю. ЛЕСНЯК, канд. техн. наук, К. А. РОЖАЕВА, С. А. ЛАВРУК, М. М. ДРОНЬ, К. И. ЖАРИКОВ (Омский ГТУ), e-mail: vatrushlyakov@yandex.ru

Обеспечение достоверности физического моделирования процесса испарения модельной жидкости[1]

Предложен методический подход к повышению качества физического моделирования на примере исследования процесса газификации жидкости. Рассмотрены система основных критериев, обеспечивающих повышение качества физического моделирования, и эффективность метода повышения качества исследований.

Ключевые слова: качество, достоверность, проектирование, критерии, допущения, газификация, физическая модель.

The methodological approach to quality improvement of physical modeling on the example of research of liquid gasification process is suggested. The system of principal criteria, assuring the physical modeling quality, and effectiveness of research quality improvement method are considered.

Keywords: quality, confidence, design, criteria, assumptions, gasification, physical model.

При проектировании сложных технических систем на этапе научно-исследовательской работы (НИР), как и на последующих этапах, следует уделять значительное внимание процедурам, позволяющим выявить качество разработок, поскольку ошибки, совершенные на этапе НИР, приводят к неоптимальности технических характеристик проектируемых систем и изделий, что может в ряде случаев проявиться только в условиях эксплуатации (повышение затрат на эксплуатацию и обслуживание, низкая эффективность, заниженные характеристики по сравнению с конкурирующими изделиями, уменьшение надежности и т.д.).

Этап проектирования включает в себя как математическое, так и физическое моделирование. При физическом моделировании необходимо решить ряд специфических вопросов, в том числе:

задачу валидации, т.е. вопрос о том, насколько точно экспериментальные исследования, проводимые на стенде, включающем в свой состав экспериментальную модельную установку (ЭМУ), моделируют исследуемые процессы, происходящие в реальном топливном баке при испарении жидких остатков компонентов ракетного топлива (КРТ) на пассивном участке полета отработавшей ступени ракеты-носителя (РН);

задачу верификации, т. е. проверки соответствия результатов, полученных при физическом моделировании, результатам, полученным другими объективными методами исследования и признанными научной общественностью.

В настоящее время для повышения эффективности начального этапа проектирования применяют комплексный подход, основанный на параллельном сравнительном анализе экспериментальных исследований, проводимых как на экспериментальных установках, так и на основе математического моделирования с использованием лицензированных пакетных программных средств [1—4].

Анализ используемой физической модели процесса испарения жидкости и результатов исследований [5, 6], проведенных ранее с использованием экспериментального стенда, показал необходимость повышения их качества.

При проведении исследований, когда требования к проектируемому объекту еще не сформулированы, а методики, на основании которых эти требования будут сформулированы, находятся в стадии разработки, под качеством следует понимать степень близости к истинным результатам [7].

Предлагаемый методический подход к повышению качества физического моделирования разработан на примере исследования процесса испарения жидкости на основе конвективных процессов тепло- и массообмена при функционировании автономной бортовой системы спуска отработавших ступеней с маршевыми жидкостными ракетными двигателями (ЖРД) [8].

Основной особенностью физического моделирования исследуемых процессов испарения остатков КРТ в баках отработавших ступеней РН является наличие ограничений, например, по физико-химическим параметрам теплоносителя (ТН), давлению, созданию условий невесомости и т. д.

Предложения по повышению качества физического моделирования процесса испарения жидкости

В общем случае физическое моделирование в наземных условиях процесса газификации остатков КРТ на борту отделившейся части ступени РН в условиях ее пассивного полета имеет ряд особенностей, обусловленных:

практической невесомостью и неопределенностью фазового состояния жидкости в начале процесса газификации;

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ. Соглашение № 14.577.21.0157 от 28.11.2014. Уникальный идентификатор RFMEFI57714X0157.

нестационарной динамикой внешнего поступления теплоты и нагревания конструкции баков ступени РН под воздействием излучений Солнца, Земли, аэродинамического нагрева;

изменением теплофизических параметров газовой фазы внутри топливного бака ступени РН по времени процесса;

случайными возмущениями при движении отделившейся ступени РН по траектории спуска и т.д.

Термин "газификация" используется при разработке активной бортовой системы спуска отработавшей ступени РН, а термин "испарение" — при моделировании исследуемого процесса на экспериментальном стенде.

Физическое моделирование процесса газификации осуществляется на основе испарения модельной жидкости и обусловлено необходимостью:

определения коэффициентов тепло- и массообмена, которые находят только экспериментально для конкретных условий процесса;

подтверждения правильности принятия основных допущений и достоверности результатов математического моделирования предшествующего этапа;

выявления особенностей динамики процесса, которые не учитываются при математическом моделировании (углы ввода ТН, элементы конструкции бака и т.д.).

Обоснование соответствия физической модели исследуемому процессу

В состав экспериментального стенда, на котором проводится физическое моделирование процессов конвективной газификации, входят:

ЭМУ с устройствами размещения модельной жидкости и ввода ТН;

компрессор, ресивер и нагреватель;

система фильтрации для очистки ТН от влаги, масла и механических примесей;

соединительная и запорная арматура;

система измерений и регистрации данных с погрешностью, %: датчики давления — 0,075; расхода ТН — 0,3; температуры — 1,0; влажности газа — 1,0; скорости потока ТН — 4,0;

скоростная видеокамера.

При проектировании экспериментального стенда, разработке методик и программы проведения экспериментов по газификации модельных жидкостей рассмотрен метод контрольного объема [9], основанный на соблюдении макроскопических физических законов.

Основные положения метода заключаются в том, что исследуемую область разбивают на некоторое число непересекающихся контрольных объемов, для каждого из которых режим параметров конвективного процесса газификации полагают установившимся.

Приняв гипотезу о малой кривизне обечайки топливного бака РКН, его стенку можно считать плоской и рассматривать условия теплообмена для плоской стенки. Наличие гасителей колебаний свободных поверхностей жидкого топлива в полете отработавшей ступени РН позволяет рассматривать общий объем топливного бака, разбитого на несколько выделенных объемов.

Для моделирования процессов конвективного тепло- и массообмена спроектирована и изготовлена ЭМУ, которая имитирует элементарный выделенный объем реальной конструкции. Проектно-конструктивные параметры ЭМУ определены из условий обеспечения подобия процессов тепло- и массообмена процессам, протекающим в реальных баках второй ступени РН "Союз-2.1в" при газификации остатков КРТ на пассивном участке полета.

Используя примерное равенство выбранных критериев подобия (Рейнольдса, Прандтля, Нуссельта), выбрали геометрические параметры ЭМУ, характеристики ТН и модельной жидкости [6].

Скорость ТН и расход на входе в ЭМУ определили из условия подобия по числам Рейнольдса: $v_{ТН} = 4 \div 7$ м/с; $\dot{m}_{ТН} = 4 \div 5$ г/с. Габаритные размеры ЭМУ составили: $В \times Ш \times Г = 500 \times 500 \times 200$ мм.

Диапазон массы ($5 \div 100$ г) модельной жидкости выбрали из условия создания установившихся параметров процесса при различных краевых условиях жидкости (типы "капля" и "зеркало").

Параметры вводимого в экспериментальную установку ТН определили из условия подобия по числам Прандтля ($Pr = 0{,}7 \div 0{,}76$). Температура вводимого ТН составила $T_{ТН} = 340 \div 360$ К, что соответствует примерной температуре протекания процесса газификации остатков КРТ в разрабатываемой перспективной активной бортовой системе спуска отработавших ступеней РН.

В качестве модельных жидкостей приняли: керосин (полностью соответствует применяемому в РН компоненту топлива), воду и водно-спиртовые смеси.

Обеспечение достоверности физического моделирования

Предлагаемый метод повышения качества экспериментальных исследований (качество физической модели и качество измерений) включает в себя следующие действия, направленные на приведение в соответствие заданных условий экспериментальных исследований и оценки критериев процесса [10].

1. При проведении эксперимента в текущий момент времени должен соблюдаться второй закон термодинамики (теплота передается от более на-

гретого тела к менее нагретому), для проверки которого по показаниям датчиков температуры сравнивают температуры $T_{ТН}$ теплоносителя и T_i элементов ЭМУ:

$$T_{ТН} \geq T_i, \quad i = 1, ..., N, \qquad (1)$$

где N — число датчиков температуры внутри ЭМУ.

В случае нарушения условия (1) эксперимент прекращается и выявляются неисправности в системе измерений и регистрации данных.

2. На установившемся режиме конвективной газификации жидкости, при котором температура газа внутри ЭМУ постоянна ($dT_г/d\tau = 0$), по показаниям датчиков определяют значения температуры $T_г$ и давления $p_г$ газа внутри ЭМУ и в случае неудовлетворения условия адиабатичности процесса $p_г/T_г = \text{const}$ прекращают эксперимент и выявляют неисправности в системе измерений и регистрации данных.

3. На основании измерений относительной влажности φ газа в объеме ЭМУ рассчитывают экспериментальное парциальное давление при температуре $T_г$ газа в ЭМУ:

$$p_п^* = \varphi p_{нас},$$

где $p_п^*$ — парциальное давление газа в ЭМУ; $p_{нас}$ — давление насыщенных паров газа в ЭМУ, которое рассчитывают в соответствии с работой [11].

Полученное парциальное давление сравнивают с табличным $p_п^0$, определенным в соответствии с работой [11]:

$$|p_п^0 - p_п^*| \geq E_p, \qquad (2)$$

где E_p — инструментальные и методические погрешности.

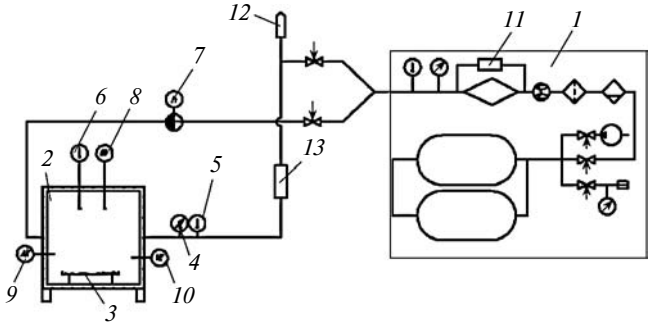


Рис. 1. Схема модернизированного экспериментального стенда:
1 — система подготовки ТН; *2* — ЭМУ; *3* — пластина, на которую нанесена модельная жидкость; *4* — датчики давления; *5* — датчики температуры; *6* — мобильные датчики температуры; *7* — датчик расхода ТН; *8* — мобильный датчик влажности газа (гигрометр); *9* — мобильный датчик частоты и амплитуды звука; *10* — мобильный датчик скорости потока ТН; *11* — электронагреватель с теплоизоляцией; *12* — утилизатор; *13* — газоанализатор

В случае соответствия условию (2) эксперимент прекращается и выявляются неисправности в системе измерений и регистрации данных.

Для реализации программы повышения качества исследований необходимо провести ряд дополнительных мероприятий, направленных на модернизацию существующего экспериментального стенда [10, 12], состава измерительного оборудования (рис. 1) и параллельное моделирование параметров процесса газификации модельной жидкости в ЭМУ с использованием стандартизованных программных комплексов, а именно:

установку нового электронагревателя с пропорциональным интегрально-дифференциальным регулятором для поддержания постоянной температуры ТН;

теплоизоляцию электронагревателя ТН и соединительной арматуры для уменьшения потерь теплоты;

снижение гидравлических потерь и повышение эффективности путем уменьшения длины соединительных трубопроводов и увеличения диаметра проходного сечения;

установку мобильных датчиков скорости потока ТН внутри ЭМУ;

установку датчика влажности газа (гигрометра) внутри ЭМУ;

установку дополнительных мобильных датчиков температуры внутри ЭМУ;

разбивку поверхности пластины на более мелкие ячейки размерами 40×40 мм;

юстировку и метрологическую поверку всех приборов (настройку датчиков на необходимые диапазон и точность измерений, установку датчиков скорости, влажности и мобильных датчиков температур в необходимых точках ЭМУ);

разработку дополнительной программы проведения экспериментов, учитывающих введенную выше систему критериев достоверности.

Эффективность предлагаемых мероприятий и результаты применения предлагаемого метода повышения качества экспериментальных исследований

Проведение экспериментальных исследований с использованием модернизированного экспериментального стенда повышает достоверность и объективность исследований, так как позволяет:

определить скорости потока ТН в разных точках ЭМУ и сравнить с результатами компьютерного моделирования;

определить влажность газа на выходе из ЭМУ;

уменьшить разброс температуры ТН на входе в ЭМУ;

определить температуру всех участников теплообмена (модельной жидкости, пластины, элементов конструкции ЭМУ, ТН);

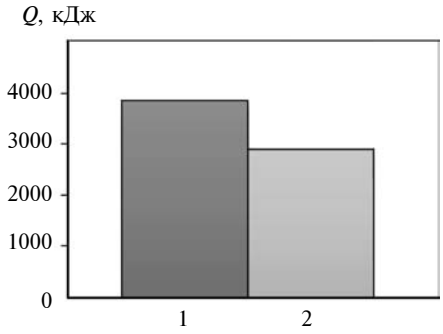


Рис. 2. Энергоресурсы, затраченные на проведение трех экспериментов до (1) и трех после (2) внедрения методики

более точно определить площадь поверхности испаряющейся модельной жидкости с использованием метода сеточного разбиения исследуемой поверхности;

выявить ошибки измерений и неисправности элементов системы измерения в текущий момент времени и вовремя прекратить эксперимент.

Из изложенного можно сделать следующие выводы:

вследствие отбраковки недостоверных измерений и вовремя обнаруженных неисправностей повышается достоверность результатов экспериментальных исследований;

повышается надежность измерений;

снижаются затраты на проведение экспериментов.

Затраты энергоресурсов на проведение трех экспериментов до и трех после внедрения предлагаемой методики составили соответственно ≈4000 и 3000 кДж (рис. 2), т. е. во втором случае затраты энергоресурсов сократились примерно на 25 %. При этом сократились и затраты рабочего времени. Так, на проведение трех экспериментов с учетом того, что согласно технике безопасности в работе должны участвовать как минимум два человека, трудозатраты составили [13]:

до внедрения методики: $2 \times 0{,}66 \times 3 = 3{,}96$ чел.-ч.;

после внедрения методики: $2 \times 0{,}5 \times 3 = 3$ чел.-ч.

Сокращение трудозатрат обусловлено:

прекращением эксперимента при выходе температур системы "газ—жидкость" на стационарный режим;

сокращением времени подготовки ТН (время нагрева до заданной температуры) вследствие теплоизоляции электронагревателя и соединительной арматуры.

Точность измерений повысилась примерно на 5 %, так как разброс температуры ТН на входе в ЭМУ после теплоизоляции электронагревателя и соединительной арматуры уменьшился с 342÷361 К до 348÷356 К, а для определения площади испаряющейся жидкости использовали метод сеточного разбиения поверхности пластины на более мелкие ячейки.

Таким образом, предлагаемая методика повышения качества физического моделирования позволяет существенно повысить качество получаемых результатов.

Разработанные критерии при физическом моделировании в области тепло- и массообмена универсальны, просты и доступны для использования при проведении НИР по широкому классу сложных технических систем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Рожаева К. А.** Метод повышения качества проводимых научных исследований. Математическое моделирование // Стандарты и качество. 2015. № 1 (931). С. 75.

2. **Трушляков В. И., Рожаева К. А.** Обеспечение требуемого качества проектирования на этапе научно-исследовательских работ на примере разработки бортовой системы спуска ступеней ракет // Вестник машиностроения. 2015. № 1. С. 83—86.

3. **Anderson B. H., Haller H. S.** Combining computational fluid dynamics analysis data with experimentally measured data // Quality Engineering. T. 23. 2011. N. 1. C. 46—58.

4. **Allen Theodore T., Bernshteyn Mikhail A., Kabiri-Bamoradian Khalil** Constructing Meta-Models For Computer Experiments // Journal Of Quality Technology. T. 35. 2003. N. 3. C. 264—276.

5. **Разработка** методического обеспечения проведения экспериментальных исследований низкотемпературной газификации жидкости / В. И. Трушляков, В. Ю. Куденцов, А. Ю. Казаков, И. Ю. Лесняк // Омский научный вестник. 2011. № 2 (100). С. 143—146.

6. **Экспериментальные** исследования процесса низкотемпературной газификации жидкости / В. И Трушляков, В. Ю. Куденцов, А. Ю. Казаков и др. // Омский научный вестник. 2011. № 2 (100). С. 150—153.

7. **Федюкин В. К., Дурнев В. Д., Лебедев В. Г.** Методы оценки и управления качеством промышленной продукции: Учебник. М: Информационно-издательский дом "Филинъ", Рилант. 2000. 328 с.

8. **Куденцов В. Ю., Трушляков В. И.** Разработка бортовой системы газификации и выброса самовоспламеняющихся остатков топлива из баков отделяющихся частей ракет // Космонавтика и ракетостроение. 2009. № 3 (56). С. 118—125.

9. **Лабунцов Д. А., Ягов В. В.** Механика двухфазных систем: Учебное пособие для вузов. М.: МЭИ, 2000. 374 с.

10. **Пат. 2534668 Рос. Федерация:** МПК[7] F02K 9/96. Способ моделирования процесса газификации остатков жидкого ракетного топлива и устройство для его реализации.

11. **Теплотехника:** Учеб. пособие для вузов / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Г. М. Камфер и др. Под ред. В. Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2008. 671 с.

12. **Пат. 2461890 Рос. Федерация:** МПК[7] G09 B23/00. Способ моделирования процесса газификации остатков жидкого ракетного топлива в баках отделяющейся части ступени ракеты-носителя и устройство для его реализации.

13. **Рофе А. И.** Экономика труда: Учебник. М.: ООО "Издательство КноРус", 2010. 400 с.

УДК 629.033

М. В. КАНДЕЛЯ, канд. техн. наук, В. Л. ЗЕМЛЯК, канд. физ.-мат. наук (Приамурский ГУ им. Шолом-Алейхема, г. Биробиджан), e-mail: vellkom@list.ru

Совершенствование конструкции гусеничных цепей

Рассмотрены этапы совершенствования основного элемента гусеничных машин — гусеницы.

Ключевые слова: гусеница, составная гусеничная цепь, литая семипроушенная гусеница, палец, втулка, резиноармированная гусеница, абразивная среда.

The stages of improvement of principal element of track-laying machines — caterpillar, are considered.

Keywords: caterpillar, composite caterpillar chain, cast seven-lug caterpillar, pin, bushing, rubber-reinforced caterpillar, abrasive medium.

Гусеничная цепь — гусеница — является главным элементом любой гусеничной машины. На промышленных тракторах применяют в основном составные гусеницы, на сельскохозяйственных машинах, танках и бронетранспортерах — литые. Резиноармированные гусеницы нашли широкое применение в дорожно-строительной технике, комбайнах и тракторах.

Рассмотрим совершенствование конструкции гусеницы на примере уборочно-транспортных машин.

При проектировании первого в СССР гусеничного комбайна СКГ-3 в 1958 г. ГСКБ по проектированию зерноуборочных комбайнов (г. Таганрог), возглавляемое главным конструктором Х. И. Изаксоном, применило гусеничную цепь от трактора КДП-35, заимствованную в свое время у трактора "Caterpillar", США, массой 4,5 т. Эксплуатационная масса СКГ-3 составляла 12 т при емкости бункера для зерна 1,8 м^3. Масса следующей модели гусеничного комбайна — СКД-5 "Сибиряк" — составляла 14 т, а емкость бункера — 2,3 м^3. Эксплуатационная масса комбайнов серии "Енисей" ("Енисей-1200 Р", "Енисей-950") была более 25 т. Серийное производство гусеничных комбайнов и его последующих модификаций было освоено на заводе "Дальсельмаш" (г. Биробиджан) с 1960 по 2000 год. Поставка гусеничных комбайнов на экспорт осуществлялась в 28 стран.

У каждой следующей модели гусеничных комбайнов, выпущенных заводом "Дальсельмаш", увеличивали емкость бункера и мощность двигателя.

Увеличение эксплуатационной массы комбайнов и передаваемой мощности в 2 раза привело к серьезным проблемам с гусеничными цепями — к их разрывам, скалыванию щек звеньев в цепи, уменьшению долговечности элементов шарнирного соединения и т.д.

Анализ работы комбайнов в условиях эксплуатации показал, что 30 % времени простоя ходовой части приходится на устранение отказов из-за поломок щек звеньев гусеничной цепи.

На основании научно-исследовательской работы "Исследование напряженного состояния рельсов звена гусеницы рисозерноуборочного комбайна", выполненной Алтайским политехническим институтом им. И. И. Ползунова совместно с Головным специализированным конструкторским бюро (ГСКБ) завода "Дальсельмаш", провели исследования по определению рациональной формы щеки гусеничной цепи. Напряжения в звеньях гусеничной цепи находили поляризационно-оптическим

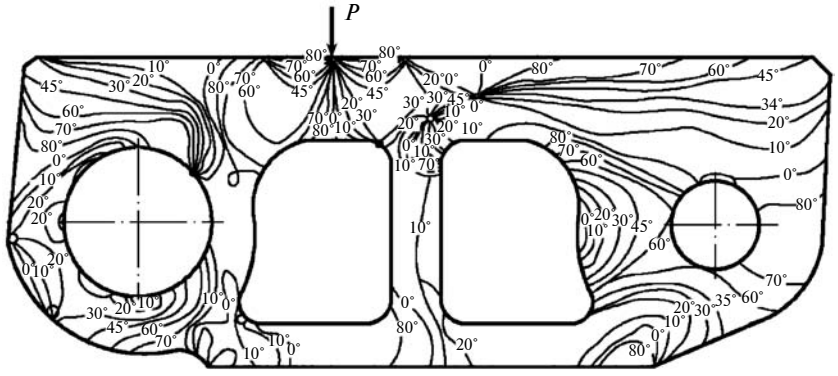


Рис. 1. Поле изоклин в модели серийного звена при изгибе — изотропные точки

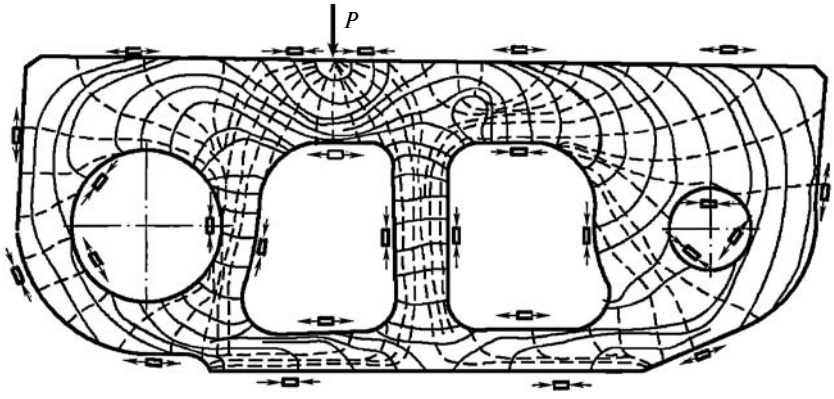


Рис. 2. Поле изостат в модели серийного звена при изгибе — траектории главных нормальных напряжений

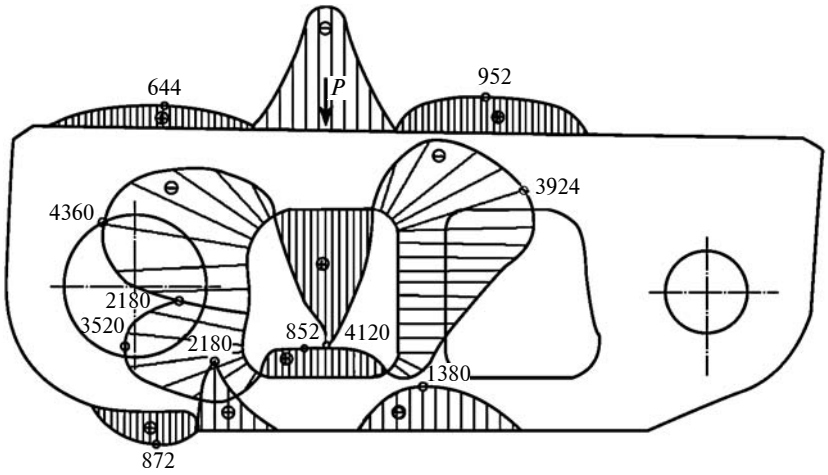


Рис. 3. Эпюры контурных напряжений серийного звена (с перемычкой) при изгибе

методом. На рис. 1—3 приведены результаты исследования напряженного состояния рельсов звена гусеницы рисозерноуборочного комбайна. Максимальные напряжения составили 436 МПа.

Следующим этапом работ по увеличению надежности и долговечности гусеничной цепи стало увеличение геометрических параметров ее звеньев: шага t, диаметра d пальца, диаметра D втулки. Серийное звено имело параметры: t = 174 мм; d = 28 мм; D = 45 мм. Параметры нового звена составили: t = 195 мм; d = 36 мм; D = 55 мм.

Третий этап работ конструкторов ГСКБ завода "Дальсельмаш" — разработка литых семи- и девятипроушенных траков тракторов класса тяги на крюке 30 кН (рис. 4) [1].

Цель работы состояла не только в повышении надежности и долговечности основного узла гусеничной машины, но и в обеспечении проходимости и повышении маневренности уборочно-транспортных машин на слабонесущих переувлажненных грунтах при одновременном уменьшении разрушения последних. Основным выбраковочным параметром и составной, и литой гусеничной цепи оказался износ шарнирного соединения палец — втулка.

При работе гусеничных машин в тяжелых почвенно-климатических условиях, особенно на песчаных почвах, в зазор между пальцем и втулкой попадает абразив, что приводит к их быстрому изнашиванию. Замена гусениц требуется после 4000÷4500 км пробега. Аналогичная ситуация характерна для всех гусеничных тракторов как сельскохозяйственного, так и промышленного назначения.

Для отработки конструкции всех элементов звеньев гусеницы был разработан стенд (рис. 5) [2].

Испытуемые шарниры *1* помещают в грязевую ванну *2* с жидкой абразивной средой, идентичной составу почвы. Работа стенда управляется и контролируется автоматизированным пультом *8* управления. В стенде предусмотрено изменение нагрузки в шарнире от максимальной до минимальной. Через заданное (регулируемое) число циклов автоматически разгружается шарнир, и в зазор между втулкой и пальцем в составной гусеничной цепи или пальцем и цельнолитым траком проникает абразивная среда. Влажность абразивной среды поддерживается постоянной (состояние жидкой сметаны). В результате происходит интенсивное изнашивание втулок и пальцев шарнира. Периодически через заданное число циклов измеряют износ шарнира.

Проведенные многочисленные исследования и испытания показали, что потенциальные возможности существующих движителей с металлическими гусеницами ограничены по соответствию как необходимым эксплуатационным качествам, так и современным экологическим требованиям.

Проанализировав все типы применяемых гусениц, конструкторы ГСКБ завода "Дальсельмаш" остановились на резиноармированных гусеницах (РАГ) (рис. 6, 7) [3—5].

Еще в 1988 г. ГСКД завода "Дальсельмаш", НПО НАТИ и фирма "Бриджстоун" (Япония) приступили к разработке конструкции резиноармированной гусеницы (РАГ) для комбайна "Енисей-1200 Р". По окончании этой работы на фирме "Бриджстоун" были изготовлены опытные партии таких гусениц.

Проведенные работы позволили создать рисозерноуборочные комбайны и уборочно-транспортные машины на гусеничном ходу с РАГ, которые

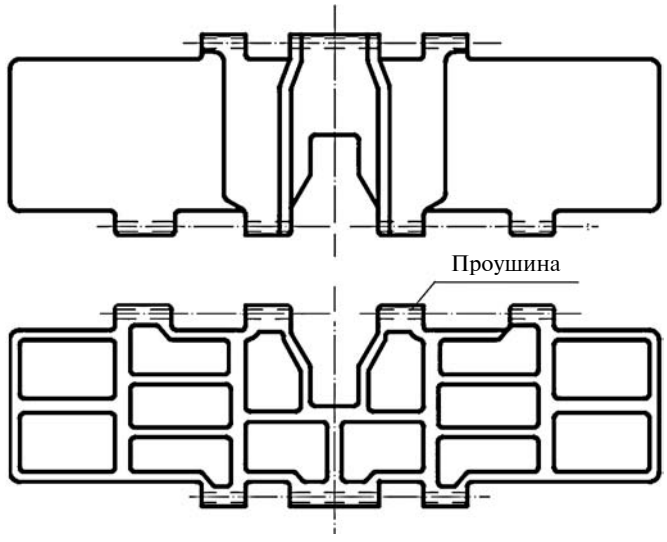


Рис. 4. Литой трак

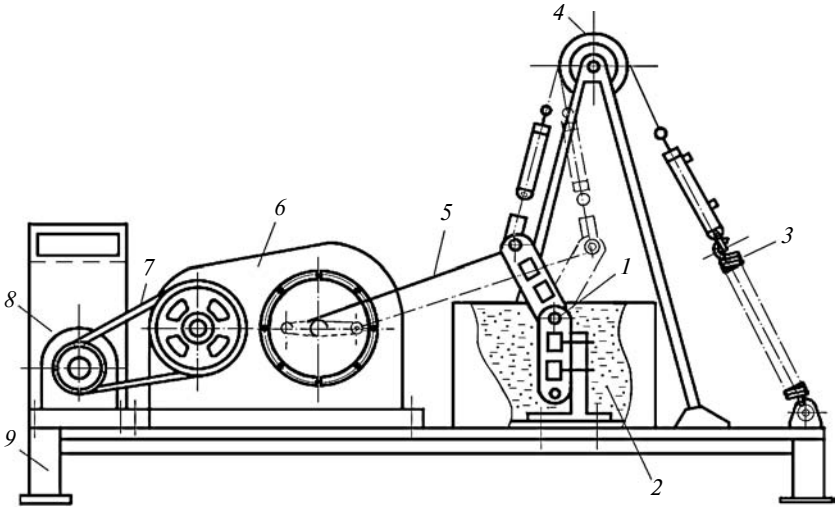


Рис. 5. Стенд для испытания шарниров гусеничной цепи:
1 — шарнир; *2* — грязевая ванна; *3* — пружина; *4* — блок; *5* — рычаг; *6* — редуктор; *7* — ременная передача; *8* — пульт управления; *9* — рама

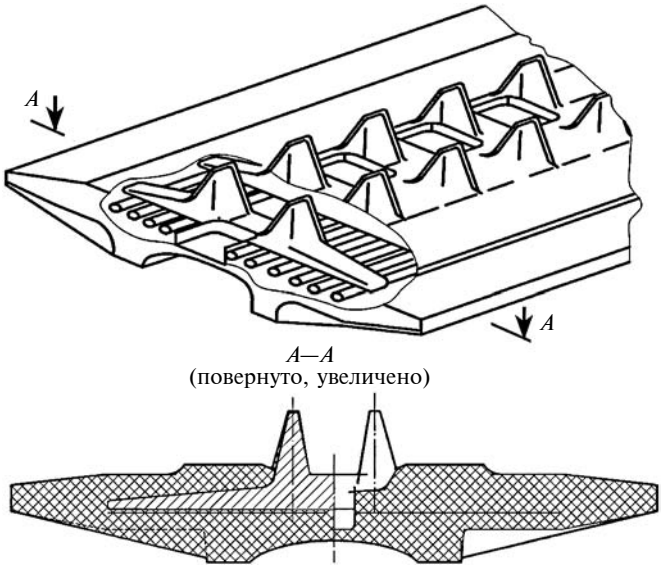


Рис. 6. Резиноармированная гусеница

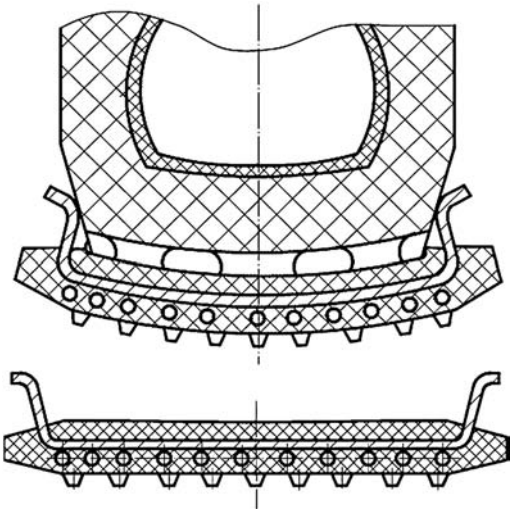


Рис. 7. Резиноармированная гусеница фрикционного зацепления

прошли государственные испытания на машиноиспытательных станциях и в данный момент производятся серийно: "Енисей-954"; "Полесье-812 GS"; "Вектор-450" [6].

Применение резиноармированных гусениц в ходовых системах уборочно-транспортных машин и тракторов обеспечило:

повышение проходимости машин на почвах с низкой несущей способностью;

отсутствие повреждений дорог и почвы;

снижение максимального давления и уплотняющего воздействия $U_у$ на почву в 2,5 раза по сравнению с металлической гусеницей (до $U_у$ = = 73 кН/м, что ниже безопасного предела для почв $U_п$ = 75 кН/м);

значительное уменьшение вибронагруженности и шума, что увеличивает ресурс службы узлов ходовой системы, агрегатов комбайна и улучшает условия труда механизатора.

Кроме того, в ходовой системе с РАГ практически исключается износ беговых дорожек опорных катков, поддерживающих роликов, направляющих колес. По данным испытаний РАГ обеспечивает ресурс ходовой системы комбайна не менее 10 лет (до капитального ремонта), а ресурс РАГ до предельного состояния выше, чем у металлической гусеницы в 4—5 раз: у РАГ — 20 000 км, у металлической гусеницы — 4500 км [7].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2389631 Рос. Федерация: МПК B62Д 55/26.** Трак гусеничной цепи ходовой системы уборочной машины.

2. **Канделя М. В.** Стенд для испытания шарниров гусеничной цепи // Сельский механизатор. 2013. № 1. С. 36, 37.

3. **Пат. 2510349 Рос. Федерация: МПК B62Д 55/253.** Система ходовая с резиноармированной гусеницей фрикционного зацепления.

4. **Пат. 2403165 Рос. Федерация: МПК B62Д 55/253.** Гусеница бесшарнирная резиноармированная уборочной машины.

5. **Испытания,** оценка эффективности применения ходовых систем с резиновыми армированными гусеницами на комбайнах / Н. А. Щельцын, М. П. Скуратовский, М. Н. Ляско и др. // Ходовые системы сельскохозяйственных тракторов. М.: Нати, 1991. С. 3—26.

6. **Пат. 2516944 Рос. Федерация: МПК B62Д 55/253.** Гусеница бесшарнирная резиноармированная.

7. **Канделя М. В.** Исследование и обоснование технического уровня различных гусеничных ходовых систем уборочно-транспортных машин: Дис. ... канд. техн. наук. Благовещенск. 1997. 178 с.

УДК 621.822

Ф. Г. НАХАТАКЯН, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: filnahat7@mail.ru

Контактное взаимодействие в роликовых опорах качения с учетом геометрии сопряжения[1]

Разработан аналитический метод определения параметров контактного взаимодействия цилиндрических тел с учетом геометрии сопряжения и особенностей конструктивного узла, позволивший при наличии зазора в роликовом подшипнике определить максимальную нагрузку на ролик, перемещение и жесткость подшипника, а также число нагруженных роликов в зависимости от зазора и внешней нагрузки.

Ключевые слова: роликовый подшипник, контактное взаимодействие, упругая податливость, число нагруженных роликов, зазор, жесткость подшипника.

The analytical method of determination of contact interaction parameters of cylindrical bodies taking into account conjugation geometry and features of a structural unit, which allowed at presence of a gap in a roller bearing to determine maximum load on a roller, displacement and stiffness of a bearing, and also the number of loaded rollers depending on a gap and external load, is developed.

Keywords: roller bearing, contact interaction, elastic flexibility, number of loaded rollers, gap, bearing stiffness.

Для расчета нагруженности и прочности опор качения необходимо знать максимальную нагрузку на один из ее элементов, жесткость подшипника и распределение нагрузки по телам качения [1, 2]. Согласно существующим рекомендациям [3] при радиальной нагрузке роликового подшипника максимальная сила определяется выражением $P_0 = kF_r/Z$, где при числе роликов $Z = 10 \div 20$ коэффициент $k = 4{,}0$, если зазор в подшипнике равен нулю, и $k = 4{,}6$ при зазоре больше нуля; F_r — радиальная сила в подшипнике. Очевидно, что чем больше зазор, тем больше неравномерность распределения нагрузки между телами качения.

Точное решение задачи сводится к решению системы двух уравнений — уравнения совместности деформаций, зазоров и перемещений и уравнения равновесия:

$$\begin{cases} W_i = \alpha_i - S_i, \quad i = 0, 1, 2, ..., N; & (1) \\ P_0 + 2\sum\limits_{i=0}^{N} P_i = F_r, & (2) \end{cases}$$

где W_i, α_i, S_i — соответственно упругая деформация, перемещение и зазор на i-м элементе; N — число воспринимающих нагрузку тел качения; P_i — нагрузка на i-м элементе.

При отсутствии зазоров ($S_i = 0$) формула (1) упрощается:

$$W_i = \alpha_i, \quad i = 0, 1, 2, ..., N. \tag{3}$$

Формулу (2) можно записать в виде (рис. 1, *а*)

$$P_0 + 2P_1\cos\gamma_1 + 2P_2\cos\gamma_2 + ... + 2P_N\cos\gamma_N = F_r. \tag{4}$$

Уравнение упругой деформации i-го элемента в роликовом подшипнике имеет вид:

$$W_i = \delta P_i, \quad i = 0, 1, 2, ..., N. \tag{5}$$

Здесь δ — податливость при контакте с одним роликом, которая согласно работе [4] определяется выражением

$$\delta = \frac{4(1-\nu^2)}{\pi E}\ln\frac{3{,}393Ec_{\text{п}}}{q}, \tag{6}$$

где E и ν — модуль упругости и коэффициент Пуассона материала; q — погонная нагрузка; $c_{\text{п}}$ — приведенная толщина колец подшипника.

Из геометрических соотношений для перемещения α_i, входящего в формулу (3), получим:

$$\alpha_i = \alpha_0\cos\gamma_i, \quad i = 0, 1, 2, ..., N. \tag{7}$$

Тогда с учетом формулы (5) выражение (3) запишем в виде:

$$\delta P_i = \alpha_0\cos\gamma_i = \delta P_0\cos\gamma_i, \tag{8}$$

т.е.

$$P_i = P_0\cos\gamma_i. \tag{9}$$

Из выражения (4) следует, что $P_0 + 2P_0\cos^2\gamma + 2P_0\cos^2 2\gamma + ... = F_r$, откуда

$$P_0 = \frac{F_r}{1 + 2\sum\limits_{i=1}^{N}\cos^2 i\gamma} = \frac{F_r}{\bar{k}}, \tag{10}$$

где $\bar{k} = 1 + 2\sum\limits_{i=1}^{N}\cos^2 i\gamma$.

Следует отметить, что конечная сумма в формуле (10) существует. Так как $\gamma = 2\pi/Z$, то имеем:

$$\bar{k} = 1 + 2\left(\frac{N}{2} + \frac{1}{2}\frac{\sin(2\pi N/Z)}{\sin(2\pi/Z)}\cos(2\pi(N+1)/Z)\right) = 1 + N + \bar{N}_1,$$

где $\bar{N}_1 = \dfrac{\sin(2\pi N/Z)}{\sin(2\pi/Z)}\cos(2\pi(N+1)/Z)$.

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ, соглашение № 14.607.21.0040 от 22.07.2014 г. Проект RFMEFI60714X0040.

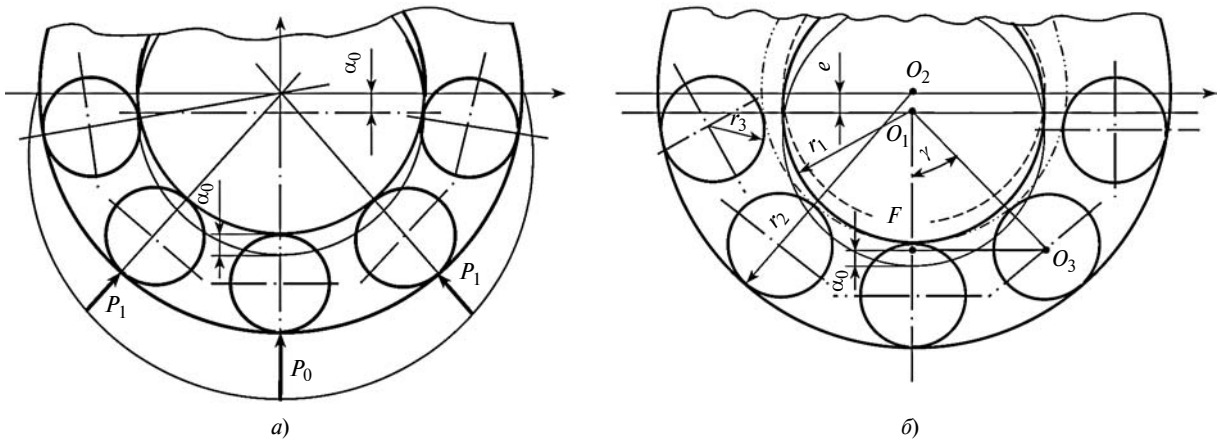


Рис. 1. Деформации подшипника без зазора (*а*) и при наличии зазора (*б*)

Легко показать, что при отсутствии зазора в подшипнике $\bar{k} \approx Z/4$. Следовательно, максимальная нагрузка в этом случае

$$P_0 = \frac{F_r}{1 + N + \bar{N}_1} = 4\frac{F_r}{Z},$$

а максимальное перемещение

$$\alpha_0 = P_0\delta = \frac{F_r}{1 + N + \bar{N}_1}\delta = 4\delta\frac{F_r}{Z}. \qquad (11)$$

Распределение нагрузки по телам качения можно определить по формуле (9):

$$P_i = 4\frac{F_r}{Z}\cos\left(i\frac{2\pi}{Z}\right),$$

а жесткость всего подшипника — из соотношения $F_r = C\alpha_0$, т. е. $C = F_r/\alpha_0$, или с учетом выражения (11)

$$C = \frac{1 + N + \bar{N}_1}{\delta} = \frac{Z}{4\delta},$$

где податливость δ при контакте с одним роликом определяется по формуле (6).

Далее рассмотрим задачу при наличии радиального зазора $2e$ (рис. 1, *б*) в подшипнике. Сначала установим связь между e и S_i в формуле (1). В работе [1] из геометрических соотношений для зазора S_i между роликом и кольцом получена зависимость:

$$S = [((r_2 - r_3)\cos\gamma - e)^2 + ((r_2 - r_3)\sin\gamma)^2]^{1/2} - \\ - (r_1 - e) - r_3, \qquad (12)$$

где r_1, r_2, r_3 — радиусы внутреннего и наружного колец и роликов подшипника.

При условиях $e^2/r_2^2 \ll 1$ и $er_3/r_2^2 \ll 1$ выражение (12) существенно упрощается:

$$S = r_2\left(1 - 2\frac{r_3}{r_2} - 2\frac{e}{r_2}\cos\gamma\right)^{1/2} - r_1 + e - r_3,$$

или

$$S = r_2\left(1 - \frac{r_3}{r_2} - \frac{e}{r_2}\cos\gamma - \frac{r_1}{r_2} - \frac{r_3}{r_2} + \frac{e}{r_2}\right).$$

Отсюда получим связь между радиальным зазором e в подшипнике и зазором S_i в его i-м элементе в виде:

$$S_i = e(1 - \cos\gamma_i). \qquad (13)$$

Таким образом, при наличии зазора в подшипнике задача сводится к решению системы уравнений (1), (2), (5) и (13). Из формулы (1) с учетом выражений (7) и (13) имеем:

$$W_i = \alpha_0\cos\gamma_i - e(1 - \cos\gamma_i), \quad i = 0, 1, 2, ..., N,$$

а из условия $W_N = 0$ (когда N-й элемент только вошел в контакт, но нагрузку еще не воспринимает), получаем:

$$e = \frac{\alpha_0\cos\gamma_N}{1 - \cos\gamma_N}$$

или

$$e = \alpha_0\bar{N}_3, \qquad (14)$$

где $\bar{N}_3 = \dfrac{\cos(2\pi N/Z)}{1 - \cos(2\pi N/Z)}$.

Чтобы установить связь между e и N в аналитическом виде, запишем выражение (5) в виде системы уравнений:

$$\begin{cases} P_0 = \dfrac{1}{\delta}W_0; \\ 2\cos\gamma_1 P_1 = 2\dfrac{1}{\delta}\cos\gamma_1 W_1; \\ 2\cos\gamma_2 P_2 = 2\dfrac{1}{\delta}\cos\gamma_2 W_2; \\ \vdots \\ 2\cos\gamma_N P_N = \dfrac{2}{\delta}\cos\gamma_N W_N, \end{cases} \qquad (15)$$

а систему (1) уравнений совместности — в виде:

$$W_i = \alpha_0 \cos\gamma_i - S_i. \qquad (16)$$

Подставляя формулу (16) в уравнения (15) и суммируя результат, получаем:

$$F_r\delta = \alpha_0 + 2\alpha_0\cos^2\gamma_1 - 2\cos\gamma_1 S_1 + 2\alpha_0\cos^2\gamma_2 - \\ - 2\cos\gamma_2 S_2 + \ldots + 2\alpha_0\cos^2\gamma_N - 2S_N\cos\gamma_N$$

или

$$F_r\delta = \alpha_0 + 2\alpha_0 \sum_{i=1}^{N} \cos^2\gamma_i - 2\sum_{i=1}^{N} S_i\cos\gamma_i. \qquad (17)$$

Подставляя в формулу (17) значения зазоров S_i из формулы (13), получаем:

$$F_r\delta = \alpha_0 + 2\alpha_0 \sum_{i=1}^{N} \cos^2\gamma_i - 2\sum_{i=1}^{N} (e - e\cos\gamma_i)\cos\gamma_i$$

или

$$\frac{F_r\delta}{\alpha_0} = 1 + 2\frac{e}{\alpha_0}\left(\sum_{i=1}^{N}\cos^2\gamma_i - \sum_{i=1}^{N}\cos\gamma_i\right) + \\ + 2\sum_{i=1}^{N}\cos^2\gamma_i. \qquad (18)$$

Определяем конечные суммы в выражении (18):

$$\sum_{i=1}^{N}\cos^2\gamma_i = \sum_{i=1}^{N}\cos^2 i\frac{2\pi}{Z} = \frac{N}{2} + \\ + \frac{1}{2}\frac{\sin(2\pi N/Z)}{\sin(2\pi/Z)}\cos(2\pi(N+1)/Z) = \frac{N}{2} + \frac{1}{2}\bar{N}_1;$$

$$\sum_{i=1}^{N}\cos\gamma_i = \cos 0 + \cos\gamma_1 + \cos\gamma_2 + \ldots + \cos\gamma_N - 1 = \\ = \sum_{i=0}^{N}\cos\gamma_i - 1 = \sum_{i=0}^{N}\cos\gamma_i - 1 = \\ = \frac{\sin(2\pi(N+1)/2Z)}{\sin(2\pi/2Z)}\cos(2\pi N/2Z) - 1 = \frac{1}{2}\bar{N}_2 - 1,$$

где $\bar{N}_2 = 2\dfrac{\sin(\pi(N+1)/Z)}{\sin(\pi/Z)}\cos(\pi N/Z)$.

С учетом последних зависимостей перепишем выражение (18) в виде:

$$\frac{F_r\delta}{\alpha_0} = 1 + 2\frac{e}{\alpha_0}\left(\left[\frac{N}{2} + \frac{1}{2}\bar{N}_1\right] - \left[\frac{1}{2}\bar{N}_2 - 1\right]\right) + \\ + 2\left[\frac{N}{2} + \frac{1}{2}\bar{N}_1\right]$$

или

$$\frac{F_r\delta}{\alpha_0} - \frac{e}{\alpha_0}(2 + N + \bar{N}_1 - \bar{N}_2) = 1 + N + \bar{N}_1. \qquad (19)$$

Из выражения (3) с учетом выражения (5) имеем $\alpha_0 = W_0 = \delta P_0$, следовательно, из равенства (19) получаем:

$$\frac{R\delta}{\delta P_0} - \frac{e}{\delta P_0}(2 + N + \bar{N}_1 - \bar{N}_2) = 1 + N + \bar{N}_1.$$

Отсюда

$$P_0 = \frac{F_r - \frac{e}{\delta}(2 + N + \bar{N}_1 - \bar{N}_2)}{1 + N + \bar{N}_1}$$

или в безразмерном виде имеем:

$$\frac{P_0}{F_r} = \frac{1 + \frac{e}{F_r\delta}(\bar{N}_2 - 2 - N - \bar{N}_1)}{1 + N + \bar{N}_1}. \qquad (20)$$

С другой стороны, согласно формуле (14) $e = \delta P_0 \bar{N}_3$ или в безразмерном виде

$$\frac{P_0}{F_r} = \frac{e}{F_r\delta}\frac{1}{\bar{N}_3}. \qquad (21)$$

Приравняв правые части формул (20) и (21), получим выражение

$$\frac{e}{F_r\delta}\frac{1}{\bar{N}_3} = \frac{1 - \frac{e}{F_r\delta}(2 + N + \bar{N}_1 - \bar{N}_2)}{1 + N + \bar{N}_1}, \qquad (22)$$

которое устанавливает связь между e и N.

Из выражения (22) получаем зависимость

$$\frac{e}{F_r\delta}\frac{1}{\bar{N}_3} = \frac{1}{1 + N + \bar{N}_1} - \frac{e}{F_r\delta}\frac{(2 + N + \bar{N}_1 - \bar{N}_2)}{1 + N + \bar{N}_1},$$

откуда окончательно имеем:

$$e = F_r\delta\frac{1}{\frac{1 + N + \bar{N}_1}{\bar{N}_3} + 2 + N + \bar{N}_1 - \bar{N}_2}.$$

Относительная максимальная нагрузка на ролике в долях максимальной нагрузки P_{00} при отсутствии зазора составляет

$$\bar{P}_0 = \frac{P_0}{P_{00}} = 1 + \frac{e}{F_r\delta}(\bar{N}_2 - 2 - N - \bar{N}_1),$$

а максимальная нагрузка на ролике в безразмерном виде определяется по формуле (20).

Распределение нагрузки по телам качения можно найти из системы уравнений (16) с учетом выражений (5) и (13): $\delta P_i = \alpha_0\cos\gamma_i - e(1 - \cos\gamma_i)$.

Тогда для P_i окончательно получим формулу

$$P_i = P_0 \cos\gamma_i - \frac{e}{\delta}(1 - \cos\gamma_i)$$

или в безразмерном виде

$$\overline{P}_i = \frac{P_i}{F_r} = \frac{P_0}{F_r}\cos\gamma_i - \frac{e}{\delta F_r}(1 - \cos\gamma_i).$$

Максимальное перемещение определяем по выражениям (8) и (20):

$$\alpha_0 = F_r\delta \frac{1 + \frac{e}{F_r\delta}(\overline{N}_2 - 2 - N - \overline{N}_1)}{1 + N + \overline{N}_1}.$$

Относительное перемещение в долях максимального перемещения α_{00} при отсутствии зазора составляет:

$$\overline{\alpha}_0 = \frac{\alpha_0}{\alpha_{00}} = 1 + \frac{e}{F_r\delta}(\overline{N}_2 - 2 - N - \overline{N}_1).$$

Жесткость подшипника $C = \frac{F_r}{\alpha_0} = \frac{F_r}{\delta P_0} = \frac{1}{\delta \overline{P}_0}$

или

$$C = \frac{1}{\delta}\frac{1 + N + \overline{N}_1}{1 + \frac{e}{F_r\delta}(\overline{N}_2 - 2 - N - \overline{N}_1)}.$$

Относительная жесткость подшипника в долях жесткости C_0 при отсутствии зазора

$$\overline{C} = \frac{C}{C_0} = \frac{1}{1 + \frac{e}{F_r\delta}(\overline{N}_2 - 2 - N - \overline{N}_1)}.$$

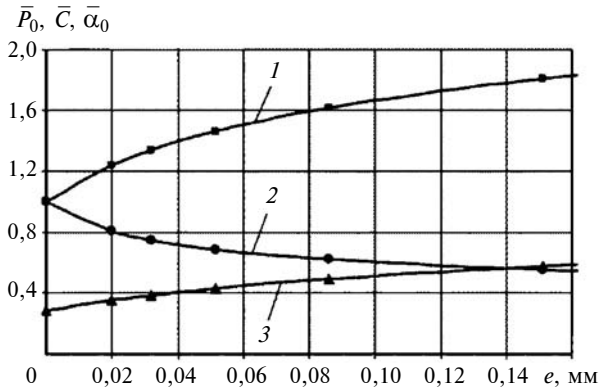


Рис. 2. Зависимости относительных величин: максимальной нагрузки $\overline{P}_0$ (*1*) на ролик; жесткости $\overline{C}$ (*2*) подшипника и перемещения $\overline{\alpha}_0$ (3) от радиального зазора *e*

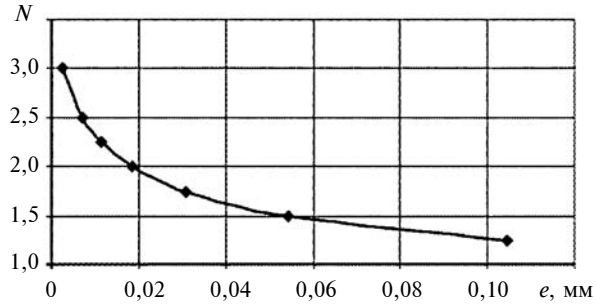


Рис. 3. Зависимость числа *N* нагруженных роликов от радиального зазора *e*

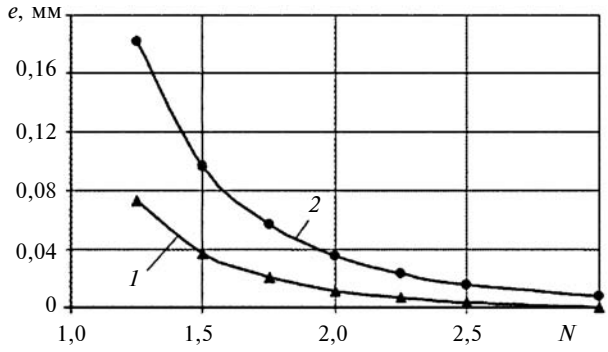


Рис. 4. Зависимости *e* — *N* при $F_r\delta$ = 0,0261 мм и *Z* = 12 (*1*), 18 (*2*)

Зависимости относительных величин: максимальной нагрузки $\overline{P}_0$ (поз. *1*), жесткости $\overline{C}$ (поз. *2*) и перемещения $\overline{\alpha}_0$ (поз. *3*) от зазора *e* приведены на рис. 2. На рис. 3 приведена зависимость числа *N* нагруженных роликов от радиального зазора *e* в подшипнике при $F_r\delta$ = 0,0261 мм и *Z* = 14, а на рис. 4 приведены зависимости *e* — *N* при разных *Z*.

Таким образом, определены параметры роликовых подшипников, которые могут быть использованы при расчете их нагруженности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Орлов А. В.** Влияние износа на работоспособность опор качения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 5. С. 71—79.

2. **Нахатакян Ф. Г.** Напряженно-деформированное состояние упругих элементов зубчатых механизмов и сооружений при их линейном и кромочном контакте // Автореф. дис. д-ра. техн. наук. Москва: ИМАШ РАН. 2014. 55 с.

3. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.

4. **Нахатакян Ф. Г.** Податливость роликовых подшипников // Вестник машиностроения. 2015. № 2. С. 19—21.

УДК [621.43-536].001.57

Ш. А. ПИРАЛИШВИЛИ, д-р техн. наук, засл. деятель науки и техники РФ (РГАТУ, г. Рыбинск),
В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук (ИрГУПС, г. Иркутск), Г. Ш. ПИРАЛИШВИЛИ, канд. техн. наук (РГАТУ, г. Рыбинск), e-mail: vanchikov.viktor@yandex.ru

Термодинамические параметры в пристенных течениях воды в капиллярно–щелевых каналах

Приведено аналитическое решение, объясняющее скачкообразное увеличение теплоотдачи воды в капиллярно-щелевом канале особенностями теплофизических процессов в пристенных слоях воды.

Ключевые слова: вода, пристенное течение, пристенный слой, теплоотдача, теплопроводность, адгезия, импульс, работа.

The analytical solution, explaining abrupt increase of water heat output in a capillary-slot channel by features of thermophysical processes in near-wall layers of water, is given.

Keywords: water, near-wall flow, near-wall layer, heat output, heat conductivity, adhesion, impulse, work.

Скачкообразное увеличение теплоотдачи воды в капиллярно-щелевых каналах [1] повысило интерес к изучению гидродинамики и тепломассопереноса в капиллярах, что связано с возможной перспективой использования отмеченного явления в промышленности для интенсификации тепломассопереноса в испарителях-конденсаторах, паровых котлах, тепловых трубах с капиллярными фитилями.

Изменение теплофизических свойств воды при ее течении в щелевых проточных каналах требует более глубокого исследования, которое на этапе создания полуэмпирической модели можно свести к следующему. При уменьшении зазора в проточной части щелевого канала фактором, определяющим режим течения, становится взаимодействие молекул жидкости с молекулами поверхности твердого тела. В этих условиях формируется некоторый пристенный слой, теплофизические характеристики которого существенно зависят от высоты щели и пока недостаточно изучены.

По данным работы [2] максимально возможная толщина пристенного слоя воды не превышает 0,99 мкм. В противоположность этому в работе [3] экспериментально показано, что дистиллированная вода (при числе Рейнольдса Re ≈ 6,3) последовательно слой за слоем образует на стенках капилляров неподвижную пленку пристенного (граничного) слоя толщиной до 100 мкм. Напрашивается вывод о том, что отмеченное свойство можно рассматривать как многослойную адгезию молекул воды на стенку проточной части капилляра. Для описания качественной стороны явления определим зависимости, связывающие параметры гидроадгезионных процессов на твердой поверхности с затратой энергии потока на работу по образованию неподвижной пленки граничного слоя (НПГС).

Запас кинетической энергии гидродинамического потока, расходуемый в виде работы, используется для переноса импульса и массы (молекул жидкости) в радиальном направлении к поверхности НПГС. Таким образом, часть свободной энергии Гиббса $G = F_г + pV$ в виде импульса преобразуется в механическую работу "выглаживания" поверхности НПГС и ориентации молекул на ней в направлении течения (рис. 1).

Преобразование энергии поступательного движения молекул в виде работы A в объеме V потока определяется равенством

$$A = pV = (2/3)nEV, \qquad (1)$$

где $p = (2/3)nE$ — давление ($n = N/V$ — число молекул в единице объема; $E = mu^2/2$ — средняя кинетическая энергия поступательного движения молекулы, u — ее скорость).

Работа "выглаживания и ориентации" молекул на поверхности S неподвижной пленки граничного слоя вдоль потока жидкости на расстоянии L с учетом формулы (1) принимает вид:

$$A = (F/S)\ V = FL = (1/3)(mu)(nS)(uL), \qquad (2)$$

где F — сила давления потока жидкости на поверхность пленки жидкости (множитель 1/3 появляется вследствие трехмерности пространства и, соответственно, существования трех проекций вектора импульса).

Способность жидкой среды реагировать изменением скорости на прохождение потока импульсов можно отразить введением в выражение (2) кинематической вязкости ν:

$$A = (1/3)(mu)(nS)\nu(uL/\nu) = (1/3)(mu)(nS)\nu\mathrm{Re}.$$

Учитывая соотношение $N = N_A m/M$, где N_A — постоянная Авогадро, m — масса жидкости,

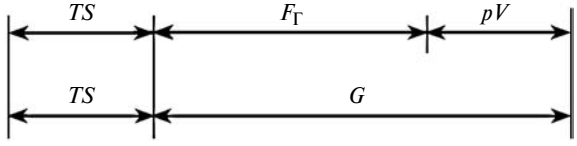


Рис. 1. Соотношения между термодинамическими потенциалами: TS — связанная энергия; $F_Г$ — свободная энергия Гельмгольца; pV — работа "выглаживания и ориентации" молекул на НПГС; G — свободная энергия Гиббса

$M = m_o N_A$ — молярная масса жидкости (m_o — масса одной молекулы жидкости), получим:

$$A = (1/3)(mu)(N_A m/Vm_o N_A)S\nu\mathrm{Re}, \qquad (3)$$

где $m/V = \rho$ — плотность жидкости; $\rho\nu = \mu$ — динамическая вязкость.

Тогда формула (3) примет вид:

$$A = (1/3)(mu/m_o)(\mu S)\mathrm{Re}. \qquad (4)$$

В выражении (4) величину A можно рассматривать как специфическую для вязкой жидкости работу при малых числах Re, совершаемую силой давления потока $F\mathrm{d}t = \mathrm{d}(mu)$ при перемещении молекулы массой m_o на расстояние L в направлении течения жидкости на поверхности S граничного слоя.

Одновременно с переносом импульса происходит перенос молекул из частиц потока к поверхности НПГС. Этот микроскопический процесс переноса массы гидродинамическим потоком макроскопически проявляется в виде увеличения толщины НПГС на стенках капилляров.

Процесс "выглаживания" под действием касательной составляющей силы динамического давления потока объясняется превращением молекулярно-шероховатой поверхности НРГС жидкости в молекулярно-гладкую. Причем изменение структуры расположения молекул жидкости в граничном слое автоматически фиксируется силами адгезии микрочастиц стенок капилляров. Эта специфика поведения жидкости в капиллярах, возможно, частично связана с отмеченным радикальным изменением тепловых и гидромеханических свойств тонких пленок жидкости. При нормальной температуре структура расположения молекул воды близка к тетраэдрической (типа структуры кварца). При температуре, близкой к критической, структура воды представляет собой простую симметричную упаковку молекул. Можно предположить, что переходы от структуры молекул, находящихся в неподвижной пленке граничного состояния, к простой симметричной упаковке при больших температурах приводят к отмеченным выше теплогидромеханическим эффектам.

В непосредственной близости от поверхности капилляра действует только молекулярный механизм переноса теплоты. Поэтому интенсивность теплообменных процессов можно определить непосредственно по известным законам теплопроводности. Такое понимание теплообмена полностью соответствует общим представлениям о механизме переноса в ламинарно движущейся жидкости, так как в этих условиях явления обмена должны рассматриваться как эффекты молекулярной природы.

Для анализа процессов переноса теплоты кондукцией воспользуемся универсальной константой, величина которой согласно работе [4] определяется числом Нуссельта Nu = 3,65. На основании принятого значения критерия Нуссельта теплоотдача воды в капиллярно-щелевом канале определяется зависимостью

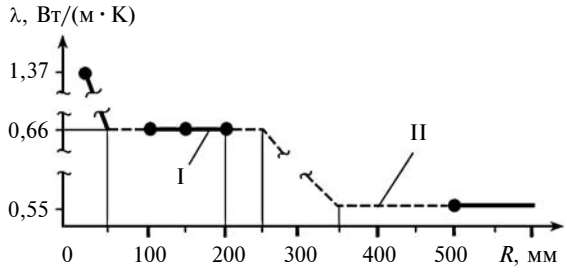


Рис. 2. Изменение теплопроводности λ воды в зависимости от радиуса *R* капилляра:

точки — экспериментальные значения; сплошные участки — экспериментальный ход кривой; штриховые участки — предположительный ход кривой

$$\alpha = 3{,}65\lambda/2R, \qquad (5)$$

где λ — теплопроводность воды; R — высота (радиус) канала.

В работе [1] приведены следующие экспериментальные данные по теплоотдаче α воды в зависимости от радиуса R капилляра:

R, мкм	50;	200;	300;	400;	1000
α, кВт/(м^2 · К)	50;	12;	8;	6;	2

Согласно рис. 2 теплопроводность воды $\lambda \approx$ $\approx$ 0,55 Вт/(м · К) сохраняется при уменьшении радиуса R капилляра до 350 мкм. Влияние структуры граничного состояния воды приводит к тому, что при изменениях R от 250 до 50 мкм теплопроводность увеличивается в 1,2 раза и имеет постоянное значение $\lambda \approx 0{,}66$ Вт/(м · К). При $R < 50$ мкм возникает термокапиллярный эффект, при котором теплопроводность увеличивается в 2,5 раза.

Представляет интерес изучение причин стабилизации значений теплопроводности на некоторых характерных участках I и II (см. рис.2) с последующим относительно интенсивным, близким к скачкообразному, ростом. При этом расчет по зависимости (5) прогнозирует наличие подтвержденных опытами двух горизонтальных линейных участков I и II.

Молекулярный механизм переноса тепловой энергии осуществляется носителями разной природы (молекулы, фононы). Так, фононы являются носителями акустической энергии, возникающей как следствие тепловых колебаний молекулярной решетки, которая периодически образуется и распадается. По современным представлениям в жидкости в какой-то форме одновременно проявляются структурные свойства газообразных и твердых тел. Отсутствие достаточно полной теории жидкого состояния вещества привело к тому, что многие

УДК 621.83.062.1

О. В. ШАРКОВ, С. И. КОРЯГИН, доктора технических наук (Балтийский федеральный университет им. И. Канта, г. Калининград), e-mail: o_sharkov@mail.ru

Расчетно-экспериментальный метод оценки надежности работы механизмов свободного хода в импульсном мотор-вариаторе

Представлены результаты исследования надежности работы эксцентриковых механизмов свободного хода фрикционного и нефрикционного типов в импульсном мотор-вариаторе, полученные расчетно-экспериментальным методом. Установлены марки сталей, обеспечивающие наибольшую долговечность эксцентриковых механизмов свободного хода при их работе в условиях импульсного нагружения.

Ключевые слова: надежность, импульсный вариатор, механизм свободного хода.

The research results of performance reliability of eccentric free wheel mechanisms of frictional and non-frictional types in a pulse motor-variator, obtained by calculation-experimental method, are presented. The steel grades, assuring the maximum durability of eccentric free wheel mechanisms at their operation in conditions of pulse loading, are determined.

Keywords: reliability, pulse variator, free wheel mechanism.

Одним из актуальных направлений повышения технического уровня и конкурентоспособности машин является бесступенчатое регулирование их скоростных параметров. Среди передач, обеспечивающих такую возможность, следует выделить механические импульсные бесступенчатые передачи — импульсные вариаторы (ИВ), обладающие важными преимуществами: постоянством настроенного передаточного отношения при широком диапазоне его регулирования; компактностью и простотой конструкции; возможностью автоматического изменения скоростных параметров в зависимости от нагрузки и др. [1—3].

Однако широкое применение ИВ в настоящее время ограничивает недостаточная надежность работы механизмов свободного хода (МСХ), выполняющих ответственную функцию преобразователей колебаний. В таких передачах МСХ функционируют в условиях большой частоты включения, достигающей 500÷1500 вкл/мин, значительных передаваемых вращающих моментов и динамических нагрузок. Фактически МСХ являются элементом, ограничивающим надежность ИВ в целом.

В ИВ находят применение МСХ разных конструктивных схем, каждая из которых имеет свои определенные недостатки.

Роликовые МСХ недостаточно долговечны в условиях импульсного нагружения, так как ролики контактируют со звездочкой и внешней обоймой по линии, вследствие чего на рабочие элементы механизма воздействуют высокие контактные напряжения $\sigma_H \approx 1200 \div 2500$ МПа.

Долговечность отечественных роликовых МСХ по ОСТ 27-60-721—84 "Муфты обгонные роликовые. Основные параметры и размеры" составляет всего 10^5 циклов включений при частоте 40÷250 вкл/мин.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 25)

стороны процесса теплопроводности не ясны до сих пор.

Нет общего и строгого метода учета влияния температуры на изменяемость физических констант (теплопроводность, вязкость, плотность). Уравнения, определяющие температурный ход физических констант, невозможно вывести из общих соображений. Если принять во внимание чрезвычайную сложность внутренней связи между константами, то такого рода общие соображения неизбежно поверхностны и не могут стать основой для вывода формул в общей строгой форме. Как правило, зависимости констант от температурного фактора являются чисто эмпирическими.

При строгом рассмотрении физические константы справедливы в случае изотермического процесса. Однако сам факт скачкообразного увеличения теплоотдачи воды в принципе исключает возможность рассмотрения процесса как изотермического. Поэтому речь может идти только об аналитическом решении, воспроизводящем с некоторым приближением условия реального процесса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Satish G., Kandikar S., William J.** Grande Evaluation of Single Phase Flow in Microchannels for High Heat Flux Chip Cooling—Thermohydraulic Performance Enhancement and Fabrication Technology // Heat Transfer Engin. 2004. V. 25 (8). P. 5—16.
2. **Никитин Г. А., Чирков С. В.** Влияние загрязненности жидкости на надежность работы гидросистем летательных аппаратов. М.: Транспорт, 1969. 183 с.
3. **Ванчиков В. Ц.** Управление слоем трения в технологических процессах. Иркутск: ИрГУПС, 2006. 167 с.
4. **Гухман А. А.** Применение теории подобия к исследованию процессов тепломассообмена. М.: Высшая школа, 1974. 179 с.

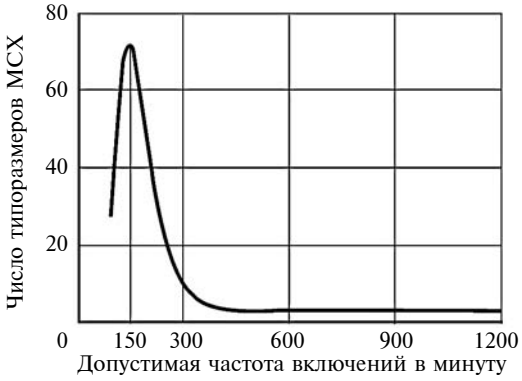


Рис. 1. Зависимость числа типоразмеров МСХ фирмы Tsubaki от допустимой частоты включений [9]

При этом долговечность основных рабочих элементов ИВ по критерию усталостной прочности превышает $10^9 \div 10^{10}$ циклов включений.

Ведущие зарубежные производители — GMN, Stieber, Ringspann (Германия), Renold (Великобритания), Tsubaki (Япония) — приводят данные о сохранении долговечности МСХ с цилиндрическими и эксцентриковыми роликами, равной $10^6 \div 10^8$ циклов при частоте включений 100÷300 вкл/мин [4—9]. Причем фирма Tsubaki не приводит данных о долговечности МСХ, работающих с частотой свыше 300 до 1200 вкл/мин. Число типоразмеров МСХ, функционирующих при частоте более 300 вкл/мин, очень ограниченно (рис. 1) [9].

Эти данные подтверждаются результатами экспериментальных исследований. Так, нарушение работоспособности роликовых МСХ в ИВ происходило после $(1{,}5 \div 10)10^6$ включений в зависимости от условий испытаний [2, 10]. Некоторые авторы приводят данные о сохранении работоспособности роликовых МСХ до $4{,}0 \cdot 10^7$ включений [11].

Экспериментальные исследования ИВ с дифференциальными МСХ показали, что их работоспособность сохраняется до $(2{,}8 \div 6{,}3)10^7$ включений [2]. Однако дифференциальные МСХ отличаются малой жесткостью при кручении, что отрицательно влияет на стабильность кинематической характеристики ИВ.

Клиновые МСХ имеют бóльшие жесткость и нагрузочную способность, чем роликовые и дифференциальные. Но в условиях импульсного нагружения клиновые МСХ обычных конструкций недостаточно надежны [12] и поэтому не находят широкого применения в ИВ. Согласно экспериментальным данным их долговечность составляет $2{,}9 \cdot 10^6$ включений.

Храповые МСХ в сравнении с перечисленными механизмами обладают большей нагрузочной способностью. Как показали экспериментальные исследования ИВ с микрохраповыми МСХ, их работоспособность сохраняется до $(1{,}9 \div 72)10^6$ включений в зависимости от конструкции механизма [2, 10].

Однако в храповых МСХ имеются значительные конструктивные зазоры, что приводит к возникновению дополнительных динамических нагрузок и снижению надежности работы ИВ.

Следует отметить, что при проектировании МСХ расчет их долговечности, как правило, не проводят [13—15].

Недостаточная надежность работы МСХ рассмотренных типов в ИВ обусловливает необходимость использования механизмов новых конструкций, например эксцентриковых МСХ, которые обладают повышенными нагрузочной способностью и долговечностью при небольших массогабаритных параметрах [16].

Надежность МСХ — интегральный показатель, зависящий от ряда конструкционных, технологических и эксплуатационных факторов, достоверный учет влияния которых теоретическими методами является весьма сложной задачей. Поэтому для оценки надежности МСХ при работе в ИВ был выбран расчетно-экспериментальный метод, который реализовывали проведением натурного эксперимента.

В целях сокращения времени исследований и получения результатов, адекватно определяющих фактический уровень надежности работы эксцентриковых МСХ в ИВ, проведено научное планирование эксперимента [17]. Эксцентриковые МСХ являются восстанавливаемыми изделиями, и при их испытаниях наиболее эффективен последовательный метод контроля по ГОСТ 27.410—87 "Надежность в технике. Методы последовательных испытаний".

Исходными данными при проведении таких испытаний являются: риск изготовителя — α; риск потребителя — β; браковочное значение средней наработки на отказ — T_β; приемочное значение средней наработки на отказ — T_α; нижняя граница доверительного интервала для средней наработки на отказ — T_m. Согласно рекомендациям работы [17] принимали $\alpha = \beta = 0{,}1$ и $T_\alpha = 2T_\beta = 2T_m$.

Так как частота включений МСХ за один и тот же период времени может быть разной, то при исследовании их надежности удобно использовать не время работы, а соответствующее ему число циклов включений — $N_\alpha = 2N_\beta = 2N_m$.

Число N_m циклов включения (табл. 1), соответствующее нижней границе доверительного интервала наработки на отказ эксцентриковых МСХ, принимали по результатам экспериментальных исследований [18].

Для четырех испытуемых образцов эксцентриковых МСХ назначали ориентировочное общее время испытаний (суммарное число включений N_s).

Согласно рекомендациям работы [17] для определения допустимого числа отказов [n] строили

графики, которые являются линиями соответствия и несоответствия фактического уровня надежности заданному, по зависимостям:

$$[n] = a\left(\frac{N_s}{N_\alpha} + \frac{\ln[\beta/(1-\alpha)]}{(N_\alpha/N_\beta)-1}\right);$$

$$[n] = a\frac{N_s}{N_\alpha} + \frac{\ln[(1-\beta)/\alpha]}{\ln[N_\alpha/N_\beta]},$$

где $a = \frac{N_\alpha}{N_\beta} - 1/\ln\left(\frac{N_\alpha}{N_\beta}\right)$.

Если отношение N_s/N_α попадает выше линии несоответствия (зона несоответствия), то результаты испытаний считают отрицательными, если ниже линии соответствия (зона соответствия) — положительными; если N_s/N_α находится между линиями соответствия и несоответствия (зона неопределенности), то испытания продолжают.

Приняли, что число отказов за все время испытаний может быть не более трех для эксцентриковых МСХ нефрикционного типа и не более четырех для МСХ фрикционного типа.

При использовании графиков следует учитывать, что для разных МСХ величина N_α тоже разная, следовательно, одно и то же отношение N_s/N_α будет соответствовать разному числу циклов включения.

Исследования проводили на специальном экспериментальном стенде (рис. 2), состоявшем из импульсного мотор-вариатора *1* типа ВИКТИ-02 (мощность электродвигателя 1,5 кВт, номинальная частота вращения вала 960 мин$^{-1}$), выходной вал которого посредством цепной передачи *2* (передаточное отношение $i = 1{,}5$) был соединен с тормозом *3* типа ПТ-40М 3, подключенным к автотрансформатору ЛАТР Т-1М.

Импульсный мотор-вариатор ВИКТИ-02 имеет следующие технические характеристики: передаваемая мощность $P = 1{,}5$ кВт; максимальный вращающий момент на выходном валу $T = 250$ Н · м; диапазон изменения частоты вращения выходного вала $n = 0 \div 30$ мин$^{-1}$; габаритные размеры $L \times B \times H = 400 \times 320 \times 380$ мм.

Таблица 1

Параметры испытуемых эксцентриковых МСХ

Серия опытных образцов	Диаметр обоймы, мм	Угол заклинивания	Модуль зацепления, мм	Материал рабочих элементов	N_m, млн вкл
1	60	9°30′ ± 25′	—	ШХ15	2,04
2	60	9°30′ ± 25′	—	12ХН3А	0,96
3	60	9°30′ ± 25′	—	18ХГТ	0,85
4	60	11°30′ ± 30′	0,5	ШХ15	2,10
5	60	11°30′ ± 30′	0,5	12ХН3А	1,65
6	60	11°30′ ± 30′	0,5	18ХГТ	1,50

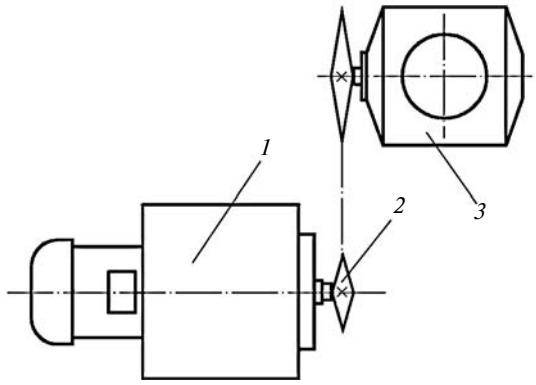


Рис. 2. Схема экспериментального стенда для исследования импульсного мотор-вариатора

Нагружение выходного вала импульсного мотор-вариатора осуществляется тормозом ПТ-40М. На стенде предусмотрено измерение мощности ведущего вала импульсного мотор-вариатора с помощью электроизмерительного комплекса К50.5 и частоты вращения его ведомого вала с помощью специальных счетчиков оборотов СИ-61.

В ИВ типа ВИКТИ-02 применяли эксцентриковые МСХ фрикционного (механизмы серий 1—3) и нефрикционного (механизмы серий 4—6) типов (см. табл. 1). Частота включений эксцентриковых МСХ в условиях испытания составляла 600 вкл/мин.

При испытаниях ВИКТИ-02 частоту вращения выходного вала изменяли в диапазоне $n = 0 \div 30$ мин$^{-1}$, нагрузочный момент на выходном валу — в диапазоне $T = 0 \div 250$ Н · м. ИВ работал непрерывно по 8÷10 ч в сутки. Во время испытаний в ИВ было залито масло И-Г-А-32 (ГОСТ 20799—88).

Испытания ИВ проводили по следующей программе. Сначала ИВ обкатывали без нагрузки в течение 10 ч, при этом частоту вращения его выходного элемента изменяли от нуля до максимального значения. Затем нагрузку на ИВ ступенчато увеличивали и продолжали обкатку при нагрузке, равной 25, 50 и 75 % от максимальной (по 10 ч при каждой нагрузке). Далее испытания проводили при максимальной нагрузке.

После 70÷150 ч работы ИВ при максимальной нагрузке ее уменьшали до нуля, а затем увеличивали до максимума с шагом изменения нагрузки $T = 50$ Н · м.

При каждом новом уровне нагружения ИВ работал по 5÷8 ч. Частоту вращения выходного элемента при этом изменяли от нуля до максимума. Время работы ИВ при максимальной нагрузке составляло 65÷80 % от общего времени испытания.

Продолжительность испытаний надежности ВИКТИ-02 составила: с эксцентриковыми МСХ фрикционного типа в серии 1 — 611 ч, в серии 2 — 250 ч, в серии 3 — 238 ч; с эксцентриковыми МСХ нефрикционного типа в серии 4 — 416 ч, в серии 5 — 277 ч, в серии 6 — 344 ч.

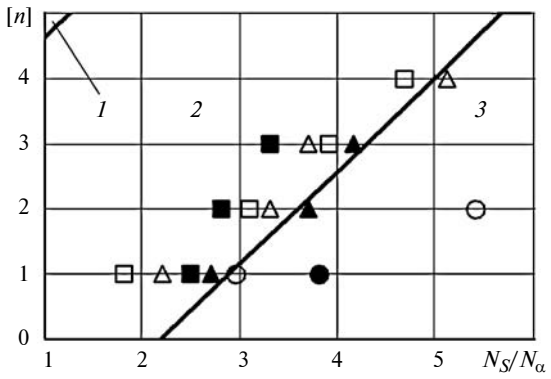


Рис. 3. Результаты оценки надежности работы эксцентриковых МСХ в импульсном мотор-вариаторе для серий 1 (○); 2 (□); 3 (Δ); 4 (●); 5 (■); 6 (▲):

1 — зона несоответствия; *2* — зона неопределенности; *3* — зона соответствия

Результаты исследований импульсного мотор-вариатора ВИКТИ-02 с эксцентриковыми МСХ приведены на рис. 3 и в табл. 2.

После окончания испытаний ИВ были разобраны для проверки состояния контактирующих поверхностей основных рабочих элементов эксцентриковых МСХ из серий 1 и 4. Осмотр показал хорошую приработку их контактирующих поверхностей без видимого износа.

Надежность работы ИВ с эксцентриковыми МСХ фрикционного и нефрикционного типов, рабочие элементы которых выполнены из сталей 12ХН3А и 18ХГТ, в условиях импульсного нагружения не обеспечивается. Требуемая надежность гарантирована при выполнении эксцентриковых МСХ из стали ШХ15 с твердостью не ниже 60÷62 $HRC_э$.

Таблица 2

Результаты испытаний ВИКТИ-02 с эксцентриковым МСХ

Серия опытных образцов	Параметры отказа			Результат испытаний
	Отказ	N_s, млн вкл.	Зона	
1	1-й 2-й	13,0 20,0	Соответствия	Положительный
2	1-й 2-й 3-й 4-й	3,4 5,9 7,5 9,0	Неопределенности	Отрицательный
3	1-й 2-й 3-й	3,7 5,6 6,2	Неопределенности	Отрицательный
	4-й	8,6	Соответствия	
4	1-й	18,0	Соответствия	Положительный
5	1-й 2-й 3-й	7,2 9,2 10,0	Неопределенности	Отрицательный
6	1-й 2-й 3-й	8,1 11,1 12,4	Неопределенности Соответствия Неопределенности	Отрицательный

При импульсном нагружении долговечность эксцентриковых МСХ фрикционного типа больше долговечности роликовых МСХ в 2,2 раза, а клиновых — в 5,1 раза при аналогичных условиях работы.

Эксцентриковые МСХ нефрикционного типа имеют долговечность, сопоставимую, а в ряде случаев большую, чем микрохраповые и дифференциальные МСХ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Благонравов А. А., Ревняков Е. Н.** Механическая бесступенчатая передача импульсного типа // Автомобильная промышленность. 2007. № 5. С. 11—14.
2. **Кропп А. Е., Шапошников А. В.** Импульсный вариатор с дифференциальным механизмом свободного хода // Вестник машиностроения. 1980. № 7. С. 26—27.
3. **Горин М. П., Шарков О. В., Кузнецова Н. А.** Импульсные вариаторы с эксцентриковыми механизмами свободного хода // Машиностроитель. 2001. № 7. С. 14—16.
4. **Freewheels** (Backstops, Overrunning clutches, Indexing freewheels) // Product catalogue Ringspann GmbH. Homburg: Ringspann, 2015. 116 s.
5. **Overrunning** clutches and backstops // Product catalogue Stieber GmbH. Heidelberg: Stieber, 2008. 92 s.
6. **Roller** ramp clutches // Product catalogue GMN (Paul Mьller Industrie GmbH & Co. KG). Nürnberg: GMN, 2000. 15 s.
7. **Sprag-type** freewheel clutches // Product catalogue GMN (Paul Müller Industrie GmbH & Co. KG). Nürnberg: GMN, 2005. 28 s.
8. **Freewheels** (Sprag and Trapped Roller Clutches) // Product catalogue Renold Power Transmission Ltd. UK, Manchester: Renold, 2010. 84 p.
9. **Tsubaki** Emerson Cam clutches // Product catalog Tsubaki Emerson Co. Kyoto: Tsubaki, 2009. 91 p.
10. **Леонов А. И.** Микрохраповые механизмы свободного хода. М.: Машиностроение, 1982. 219 с.
11. **Пылаев Б. В., Шамин А. А.** Зубчатая обгонная муфта для нефрикционного высокомоментного вариатора // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 3—6.
12. **Кропп А. Е.** Новые обгонные муфты и области их применения // Вестник машиностроения. 2005. № 6. С. 8—12.
13. **Конструирование** муфт свободного хода редукторов / А. С. Иванов, М. М. Ермолаев, Н. Н. Куралина, Л. А. Седова // Вестник машиностроения. 2014. № 10. С. 3—7.
14. **Orthwein W. C.** Clutches and brakes: design and selection. New York: Marcel Dekker, 2004. 330 p.
15. **Архангельский Г. В., Архангельский А. Г.** Роликовые механизмы свободного хода. Одесса: Наука и техника, 2009. 92 с.
16. **Шарков О. В.** Эксцентриковые механизмы свободного хода фрикционного типа. Калининград: Изд-во КГТУ, 2011. 206 с.
17. **Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З.** Надежность машин. М.: Высшая школа, 1988. 238 с.
18. **Шарков О. В., Калинин А. В.** Исследование надежности эксцентриковых механизмов свободного хода зацеплением // Техника машиностроения. 2003. № 6 (46). С. 87—89.

УДК 621.791.053.92-192:539.4.014.11:534.1

А. Г. РЫБАУЛИН, А. С. СИДОРЕНКО, д-р техн. наук (МАИ), e-mail: artcomj@gmail.com

Моделирование напряженного состояния и оценка долговечности точечного сварного соединения при случайной вибрации[1]

Представлены методика численного моделирования и данные расчетной оценки характеристик напряженного состояния и долговечности при случайной вибрации конструкции изделия авиационного назначения с точечными сварными соединениями. Сварные соединения моделировали с учетом изменения механических свойств материала в зоне сварного контакта.

Ключевые слова: конструкция, точечная сварка, метод конечного элемента, оболочка, напряженное состояние, вибронапряжение, спектральная плотность, статистическое моделирование, сопротивление усталости.

The methodic of numerical modeling and data of calculation assessment of characteristics of stressed state and durability at random vibrations of aviation-based product structure with spot welding joints are presented. The welded joints are modelled taking into account variation of mechanical properties in the zone of weld contact.

Keywords: structure, spot welding, finite element method, shell, stressed state, vibrostress, spectral density, statistical modeling, fatigue resistance.

Точечные сварные соединения часто применяют в тонкостенных несущих конструкциях авиационной техники. Преимущества точечной сварки по сравнению с заклепочными соединениями заключаются в меньшем весе, высокой производительности сборки, низкой стоимости и возможности соединения деталей разной толщины.

К недостаткам точечной сварки можно отнести повышенную концентрацию напряжений, снижающую характеристики сопротивления усталости сварного соединения. Усталостные трещины возникают между свариваемыми элементами по контуру сварной точки. Для оценки долговечности конструкции с учетом влияния сварного соединения необходимо определение напряженных состояний в зонах сварных точек при воздействии динамических нагрузок. Сложность задачи обусловлена существенным изменением механических характеристик материала в зоне сварной точки относительно исходного материала [1—3]. Данные изменения необходимо учитывать при оценке динамического напряженно-деформированного состояния (НДС) и усталостной долговечности конструкций. Наибольшую сложность представляет исследование напряженного состояния в зонах сварных точек при случайной вибрации. Ввиду сложности и высокой стоимости экспериментальных исследований при решении данной задачи целесообразно использовать математические модели [4, 5].

В настоящей работе представлены методика и результаты расчетных исследований напряженного состояния конструкции с многоточечными сварными соединениями и оценки ее долговечности при случайной вибрации с учетом изменения свойств основного материала при сварке. Для этого использовали эмпирические соотношения между микротвердостью и пределом текучести материала в зоне сварной точки.

Разработанную методику численного моделирования НДС конструкции с точечными сварными соединениями можно применять для оценки ее вибрационной прочности в условиях случайного нагружения.

Постановка задачи и формирование численных моделей

Рассмотрим несущую конструкцию изделия авиационной техники, представляющую собой тонкостенную стальную цилиндрическую оболочку с двумя вложенными внутрь цилиндрическими упругими заполнителями разной плотности. Заполнители соединены с оболочкой таким образом, что контактирующие участки относительно друг друга не перемещаются. На оболочке закреплены четыре элемента крыла, представляющие собой штампованные каркасы с обшивкой из тонкостенных стальных листов с кронштейнами (рис. 1), которые

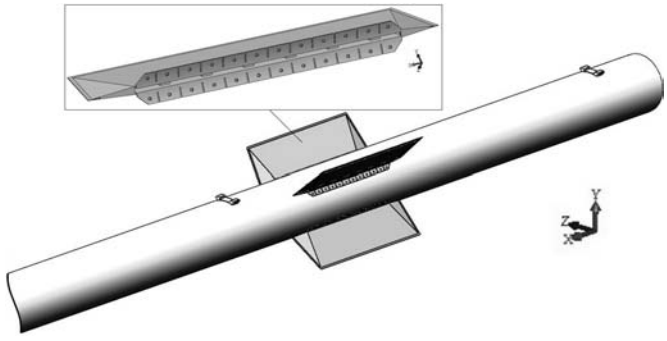


Рис. 1. Модели изделия и элемента крыла

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект № 13-08-01243).

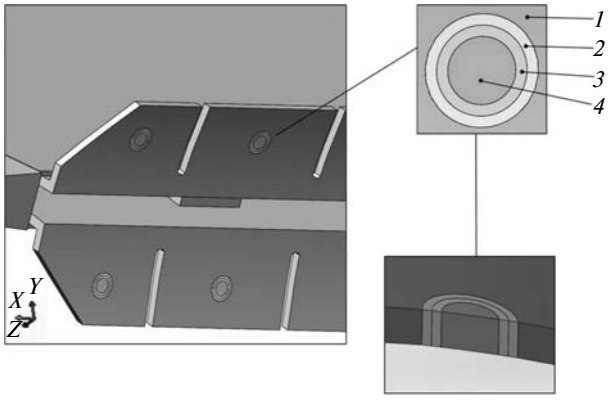


Рис. 2. Модель сварной точки:
1 — основной материал; *2* — переходная зона; *3* — зона термического влияния; *4* — ядро

крепятся к оболочке двумя однорядными точечными сварными швами.

Нагрузку задавали случайным широкополосным ускорением, приложенным в узлах подвески изделия к носителю [6]. Задний узел подвески жестко закреплен по всем направлениям, передний узел может смещаться только в направлении продольной оси изделия.

Численное моделирование динамического НДС конструкции при случайном кинематическом нагружении с учетом нерегулярностей (наличия сварных соединений и односторонних контактов) и конструктивных характеристик узлов подвески выполняли по методике работы [7], которая позволяет описывать деформирование конструкции в локальных зонах нерегулярностей.

Исходными данными для моделирования являются геометрические параметры конструкции и сварных соединений, условия закрепления конструкции, распределение массы, механические характеристики материала конструкции в целом и в сварных зонах, а также спектральные характеристики случайных ускорений в узлах подвески.

Для моделирования динамического НДС изделия использовали программный комплекс SolidWorks — универсальную систему твердотельного моделирования и конечно-элементного расчета сложных конструкций [8, 9].

Была принята прямоугольная правосторонняя система координат с началом в центре окружности задней части конструкции. Ось *X* совпадает с продольной осью изделия и направлением полета, ось *Y* направлена вверх.

Демпфирующие свойства конструкции задаются характеристиками демпфирования для каждой моды.

Конечно-элементную модель (КЭМ) формировали с использованием конечных элементов SOLID (твердотельный объемный элемент) и SHELL (оболочечный элемент) второго порядка. Элементы SHELL использовали для построения КЭМ оболочки изделия, элементы SOLID — для построения плоскостей и узлов подвески, а также упругого заполнителя. КЭМ конструкции содержит 319 970 узлов и 169 419 элементов.

Для построения КЭМ конструкции модель сварной точки представляли как отверстие, которое заполняли тремя концентрическими цилиндрическими телами (рис. 2).

Механические характеристики материала в сварных зонах определяли в соответствии с распределением твердости материала в сечении сварной точки [10] по методике, изложенной в работах [11, 12]. Были получены пределы текучести $\sigma_т$ для четырех зон модели сварной точки (см. рис. 2), МПа: *1* — 833,6; *2* — 877,0; *3* — 938,4; *4* — 1546,1.

Построенные сварные точки на изделии соединяли с оболочкой контактным условием "связанные", при котором зоны сварных точек не перемещаются относительно друг друга. Модель каждой сварной точки содержит до 350 элементов SOLID второго порядка, в том числе до 70 конечных элементов на поверхности контакта.

Результаты численного анализа и определение наиболее напряженной сварной точки

Расчеты выполняли для нагружения с кинематическим возбуждением в виде стационарного случайного ускорения узлов подвески с заданной спектральной плотностью, вызывающего колебания конструкции. Для процесса ускорения принята спектральная плотность, соответствующая реальному эксплуатационному нагружению с диапазоном частот *f* от 0 до 140 Гц.

Динамический расчет выполняли с применением алгоритмов модального анализа случайных процессов. Определены среднеквадратические значения (СКЗ), спектральные плотности и дисперсии эквивалентных напряжений (по теории Мизеса) в исследуемом сварном соединении. Показано, что ввиду симметрии кинематического нагружения распределение напряжений для всех элементов крыла одинаково.

Наибольшие напряжения в сварном шве наблюдаются в крайних сварных точках у переднего узла подвески. Напряжения в наиболее нагруженной сварной точке и рядом с ней распределяются очень неравномерно (рис. 3 и таблица). Установлено, что максимальные напряжения имеют место на контуре сварной точки в узле 176261, который находится в переходной зоне контакта (см. рис. 2). Это соответствует данным работ [13—15], в которых экспериментально показано, что разрушение в сварной точке чаще всего происходит вблизи контура свар-

ной точки с образованием трещин или вырыва более тонкого материала по периметру сварной точки.

На рис. 4 представлена зависимость дисперсии D_σ напряжений в узле 176261 от частоты f колебаний, которая согласуется с результатами численного моделирования статического НДС образцов с точечными сварными соединениями в условиях статического нагружения, соответствующего условиям испытаний на отрыв и срез [16]. Образцы для испытаний представляли собой соединения точечной сваркой прямоугольных элементов из листовой стали шириной 25 мм разной толщины (t_1 = 2,5 мм и t_2 = 2 мм): для испытаний на отрыв — из двух П-образных полос длиной 80 мм; для испытаний на срез — из двух прямых полос длиной 150 мм. Одну полосу закрепляли, к другой прикладывали растягивающую силу, которую пропорционально увеличивали, и определяли нагрузку, при которой происходило разрушение сварного соединения. При моделировании диаметр сварной точки составлял 5 мм, как и в реальном образце. Объемные твердотельные модели строили с использованием конечных элементов SOLID. Для материала принимали билинейную диаграмму деформирования. Предельная растягивающая сила соответствовала максимальной относительной деформации в сварной точке, равной 5 %, что соответствует предельной деформации материала образца. Сварную точку моделировали в виде двух полуэллиптических тел с характерным размером 0,2 мм конечного элемента. КЭМ сварной точки содержала ≈14 тыс. элементов [16].

В испытываемом на отрыв образце максимальные эквивалентные напряжения имели место на контуре сварной точки в более тонком элементе. КЭМ испытаний на срез образца строили аналогично. Максимальные эквивалентные напряжения наблюдались на контуре сварной точки в элементе

Номер узла на рис. 3	Обозначение узла	σ, МПа
1	107314	55,9
2	139149	108,2
3	176261	167,4
4	167790	105,9
5	172779	69,1
6	172763	47,6
7	172745	34,1
8	167679	25,7
9	167640	40,4
10	108635	33,2
11	137733	20,0

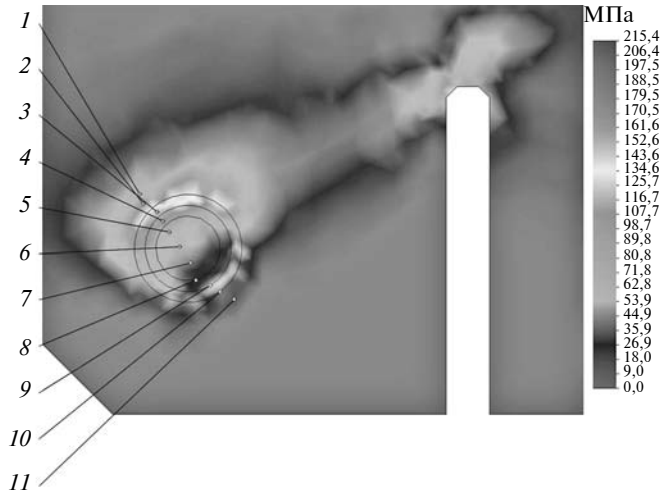


Рис. 3. Распределение СКЗ напряжений σ в зоне сварной точки (*1—11* — узлы)

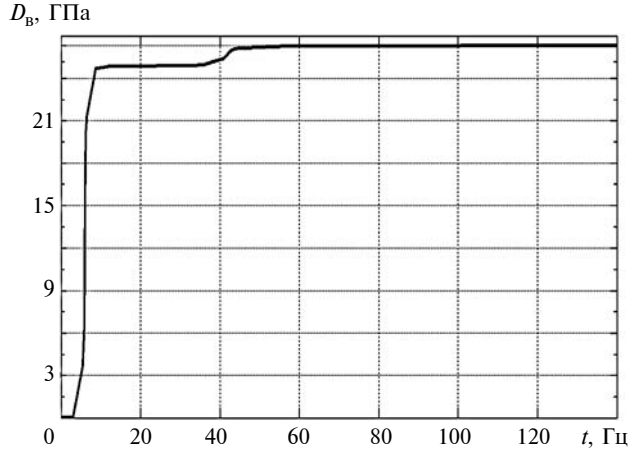


Рис. 4. Зависимость дисперсии D_σ напряжений от частоты f колебаний в узле 176261

толщиной 2,5 мм. Расхождение результатов экспериментального и численного моделирований не превышало 3÷5 % [16].

Моделирование реализаций случайного процесса

Для оценки ресурса конструкции с применением линейной теории суммирования усталостных повреждений необходимо иметь временные реализации случайных напряжений σ(t) для наиболее нагруженных зон конструкции. Исходными данными могут служить зависимости $S_\sigma(\omega)$ спектральных плотностей напряжений. Для каждого аргумента (времени t) процесс σ(t) моделируем следующим разложением [17]:

$$\sigma(t) = \sum_0^N [S_\sigma(\omega_j)\Delta\omega_j]^{\frac{1}{2}} \cos(\omega'_j + \alpha_j). \qquad (1)$$

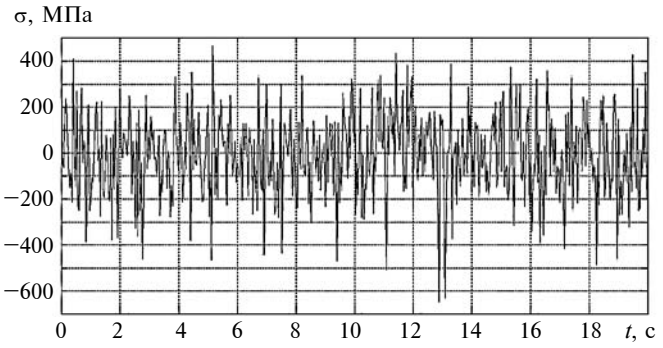


Рис. 5. Суммарная реализация напряжений σ за 20 с в узле 176261

Здесь ω_j — дискретные значения частоты (кривая спектральной плотности напряжений); $S_\sigma(\omega_j)$ — значения спектральной плотности, соответствующие ω_j; $\omega'_j = (\omega_j + \delta\omega_j)$, где $\delta\omega_j$ — случайные флуктуации частоты, определяемые как независимые случайные величины, равномерно распределенные в интервале $[-\Delta\omega/2, \Delta\omega/2]$ с плотностью вероятности $1/\Delta\omega$ ($\omega = 2\pi f$); α_j — независимые случайные величины, равномерно распределенные в интервале $[0, 2\pi]$.

При увеличении числа N слагаемых распределение $\sigma(t)$ значений, полученных по формуле (1), приближается к нормальному распределению.

Реализации процесса $\sigma(t)$ моделировали для узлов КЭМ сварных точек с наибольшими напряжениями, например для узла 176261 КЭМ, в котором имеет место узкополосный процесс напряжений. Поэтому при моделировании рассматривали только два частотных интервала, в которых находятся 99,97 % составляющих спектральной плотности напряжений: первый интервал — от 5,4 до 8,7 Гц, второй — от 34 до 44,4 Гц. В этих интервалах задавали значения ω_j и соответствующие им значения $S_\sigma(\omega_j)$. При этом шаг между значениями ω_j не был одинаковым — вблизи максимумов спектральной плотности значения "сгущались". Для первого слагаемого суммы (1) принимали $\Delta\omega_1 = \omega_2 - \omega_1$, для последующих — $\Delta\omega_j = (\omega_j - \omega_{j-1})/2 + (\omega_{j+1} - \omega_j)/2$.

Для моделирования реализаций $\sigma(t)$ использовали программный комплекс MatLab. Моделирование выполняли раздельно для каждого частотного интервала с последующим суммированием значений σ в совпадающие моменты времени. Значения частот ω_j и соответствующие значения спектральной плотности S_σ напряжений определяли по кривой спектральной плотности. Далее задавали временной интервал $T = 1800$ с и выбирали шаг Δt дискретизации по времени: для первого интервала — 0,04 с, для второго — 0,01 с.

Исследуемые процессы содержат гармоники, существенно отличающиеся по частоте и величине, что соответствует характеру исходной спектральной плотности.

Суммарная диаграмма реализаций напряжений за 20 с представлена на рис. 5.

В соответствии с алгоритмом моделирования напряжения имеют распределение, близкое к нормальному распределению, при котором значения напряжений с вероятностью, близкой к единице, не должны превышать величину $3D_\sigma^{1/2}$, где D_σ — суммарная дисперсия процесса. В узле 176261 имеем $3D_\sigma^{1/2} = 487$ МПа, и практически все максимальные значения не превышают эту величину (см. рис. 5).

Схематизация процесса нагружения и оценка усталостной долговечности

Для оценки усталостной долговечности конструкции реализации случайных напряжений, полученные моделированием, схематизируем, т. е. приводим к набору регулярных циклов, по повреждающему воздействию эквивалентных случайному процессу.

Для схематизации случайного процесса применяем метод "дождя" [18], который наряду с методом полных циклов дает наиболее приемлемые оценки долговечности [19]. В алгоритм схематизации вводим значения времени t и соответствующие им значения случайных напряжений σ.

Получены расчетные кривые удельной повторяемости амплитуд приведенных симметричных циклов напряжений (рис. 6), которые соответствуют

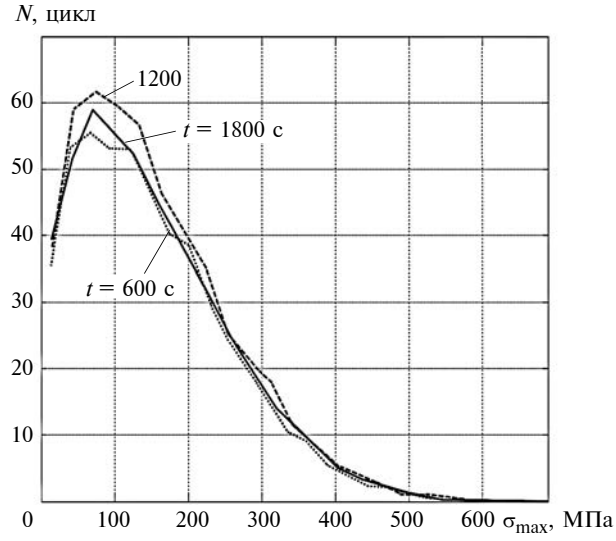


Рис. 6. Кривые повторяемости амплитуд приведенных симметричных циклов напряжений

участкам реализации разной продолжительности (600, 1200 и 1800 с) и показывают сходимость результатов схематизации при увеличении продолжительности участка реализации. Наиболее важной является сходимость повторяемости амплитуд в области напряжений, превышающих предел ограниченной выносливости для рассматриваемого элемента конструкции.

Для оценки долговечности используем линейную гипотезу суммирования повреждений, в которой условие усталостного разрушения имеет вид:

$$\sum_{i=1}^{k} \frac{n_i}{N_i} = 1, \qquad (2)$$

где n_i и N_i — числа циклов наработки и циклов до появления усталостного разрушения при напряжении σ_i; k — число ступеней регулярных циклов напряжений.

Значения n_i определяем по кривой повторяемости для реализации процесса напряжений продолжительностью 1800 с (см. рис. 6). Далее для соответствующих напряжений σ_i по приведенной кривой усталости для материала в зоне сварной точки определяем значения N_i.

Приведенную кривую усталости строим на основании характеристик кривой усталости для стандартного образца с учетом изменения свойств материала в сварном соединении и влияния различных факторов на сопротивление усталости.

Свариваемые детали изготовлены из стали 30ХГСА. Для стандартного образца из листовой стали 30ХГСА принимаем: $N_G = 7 \cdot 10^5$ и $\sigma_{N_G} = 460$ МПа — координаты точки перелома; $m_N = 8{,}58$ и $m_{N1} = 64{,}92$ — показатели наклона левой и правой ветвей кривой усталости [20]. Для приведенной кривой усталости принимаем абсциссу точки перелома $N_{G\,\text{п}} = N_G = 7 \cdot 10^5$, ординату точки перелома для приведенной кривой усталости определяем по формуле

$$\sigma_{N_{G\,\text{п}}} = \sigma_{N_G}/K. \qquad (3)$$

Здесь $\sigma_{N_{G\,\text{п}}}$ — медианное значение предела выносливости для элемента конструкции; σ_{N_G} — медианное значение предела выносливости для стандартного образца; K — коэффициент снижения предела выносливости [21]:

$$K = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1\right)\frac{1}{K_\nu K_A}, \qquad (4)$$

где K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений; $K_{d\sigma}$ — масштабный фактор; $K_{F\sigma}$ — коэффициент влияния шероховатости поверхности; K_ν — коэффициент влияния поверхностного упрочнения; K_A — коэффициент анизотропии.

В соответствии со стандартом [21] принимаем: $K_{F\sigma} = 0{,}95$; $K_\nu = 1{,}0$; $K_A = 0{,}9$; $K = 1{,}2$. Так как приведенную кривую формируем непосредственно для элемента сварной точки с максимальным напряжением, то $K_\sigma/K_{d\sigma} = 1$, тогда $\sigma_{N_{G\,\text{п}}} = 376$ МПа.

Используя полученные кривые повторяемости (см. рис. 6) и соотношения линейной гипотезы суммирования повреждений [см. формулу (2)], установили, что удельная (за 1 ч эксплуатации изделия) относительная повреждаемость точечного сварного соединения при возбуждении колебаний конструкции случайным стационарным процессом со спектральной плотностью ускорения, соответствующей реальному эксплуатационному нагружению, составляет 1,2 %.

При использовании линейной гипотезы суммирования повреждений оценка накопленных повреждений может быть занижена в несколько раз. Более точную оценку накопленных повреждений можно получить на основании корректированной линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений, в которой условия разрушения имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} &\sum_{i=1}^{k} \frac{n_i}{N_i} = a_p; \\ &a_p = \sum_{i=1}^{k} \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} \frac{\nu_{i\sigma}}{\nu_\sigma^*}, \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

где k — число ступеней напряжения в блоке; σ_{ai} — среднее значение амплитуды напряжения для i-й ступени блока напряжений; $\sigma_{a\max}$ — максимальная амплитуды напряжения в блоке; $\nu_{i\sigma}$ — число повторений амплитуд напряжений в одном блоке нагружения; ν_σ^* — суммарное число циклов в блоке, где блок нагружения соответствует 1 ч.

Для функции повторяемости напряжений, соответствующей продолжительности реализации 1800 с (см. рис. 6), корректировочный коэффициент составил $a_p = 0{,}23$. Тогда удельная повреждаемость точечного сварного соединения при аналогичных условиях составляет 5,1 %.

Таким образом, на основании разработанной методики численного моделирования НДС конструкций с точечными сварными соединениями при воздействии случайного кинематического возбуждения сформирована КЭМ конструкции реального

изделия, позволяющая учитывать нерегулярности НДС конструкции в локальных зонах точечной сварки.

Разработана КЭМ сварной точки, учитывающая изменение механических свойств материала в зависимости от твердости в зоне термического влияния сварного соединения.

Рассчитано напряженное состояние изделия при случайном кинематическом нагружении с заданной спектральной плотностью. Выявлены зоны концентрации напряжений в дискретных сварных соединениях. Получены распределения СКЗ эквивалентных напряжений в наиболее нагруженной точке сварного шва и определены максимальные напряжения. Показано, что наибольшие напряжения наблюдаются в переходной зоне контакта точечного сварного соединения.

Обоснован выбор наиболее напряженного узла КЭМ точечного сварного соединения. Определены спектральные плотности распределения дисперсии напряжений для наиболее напряженного узла сварной точки и выявлены особенности распределения дисперсии напряжений по частотному диапазону.

На основе алгоритмов статистического моделирования построены временные реализации напряжений в наиболее нагруженной сварной точке конструкции и функции удельной повторяемости амплитуд приведенных регулярных циклов напряжений. Для заданных условий нагружения определена удельная повреждаемость конструкции в зоне сварного соединения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Труфяков В. И.** Усталость сварных соединений конструкций. Киев: Наукова думка, 1973. 216 с.

2. **Николаев Г. А., Куркин С. А., Винокуров В. А.** Сварные конструкции. Прочность сварных соединений и деформации конструкций. М.: Высш. школа, 1982. 272 с.

3. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1993. 639 с.

4. **Фирсанов В. В.** Расчетные модели напряженного состояния тонкостенных авиационных конструкций с дискретными соединениями. Известия ТулГУ, 2014. Вып. 11. Ч. 1. С. 300—306.

5. **Фирсанов В. В.** Метод расчета напряженно-деформированного состояния систем с односторонними связями // Известия РАН: Механика твердого тела. 2003. № 1. С. 150—163.

6. **Зарецкий М. В., Сидоренко А. С.** Динамика конструкции авиационного изделия при случайном кинематическом нагружении // Электронный журнал "Труды МАИ". Вып. 58. 2012. 17 с. http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=33423.

7. **Рыбаулин А. Г., Сидоренко А. С.** Напряженное состояние конструкции авиационного изделия с дискретными сварными соединениями при случайном кинематическом нагружении // Вестник МАИ. 2013. Т. 20. № 1. С. 183—193.

8. **Алямовский А. А.** Компьютерное моделирование в инженерной практике СПб.: БВХ-Петербург, 2008. 1040 с.

9. **Интерактивная** справка Solidworks Premium 2014. URL: http://help.solidworks.com.

10. **Vibration** fatigue analysis for multi-point spot-welded joints based on frequency response changes due to fatigue damage accumulation / Seung-Ho Han, Dae-Gyun An, Seong-Jong Kwak, Ki-Weon Kang. International Journal of Fatigue 2013. 48. P. 170—177.

11. **Стоев П. И., Мощенок В. И.** Определение механических свойств металлов и сплавов по твердости // Вестник ХНУ им. Каразина. Т. 601. Вып. 2. 2003. С. 106—112.

12. **ГОСТ 22762—77.** Металлы и сплавы. Метод измерения твердости на пределе текучести вдавливанием шара. М.: Издательство стандартов, 1978. 12 с.

13. **Langrand B., Markiewicz E.** Strain-rate dependence in spot welds: Non-linear behaviour and failure in pure and combined modes I/II. International Journal of Impact Engineering. 2010. 37. P. 792—805.

14. **Орлов Б. Д., Шавырин В. Н., Новосельцев Н. А.** О прочности соединений из сплава Д16АТ, выполненных точечной сваркой. 2010. URL: http://k-svarka.com/content/o-prochnosti-soiedinienii-iz-splava-dl6at-vypolnien-nykh-tochiechnoi-svarkoi.

15. **Ning Pan, Sheri D.** Sheppard. Stress intensity factors in spot welds. Engineering Fracture Mechanics. 2003. 70. P. 671—684.

16. **О несущей** способности сварных точек / Д. И. Макаревский, И. У. Вышедкевич, Г. Д. Будники др. XIX Междунар. симпозиум "Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред" им. А. Г. Горшкова. 2013. Т. 2. С. 30—32.

17. **Вибрации** в технике: Справочник. М.: Машиностроение. Т. 1. Колебания линейных систем / Под ред. В. В. Болотина. 1978. 352 с; Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф. М. Диментберга, К. С. Колесникова. 1980. 544 с.

18. **ГОСТ 25.101—83.** Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов. М.: Издательство стандартов, 1984. 21 с.

19. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.

20. **Трощенко В. Т., Сосновский Л. А.** Сопротивление усталости металлов и сплавов. Справочник. Киев: Наукова думка, 1987. Т. 1. 510 с, Т. 2. 825 с.

21. **ГОСТ 25.504—82.** Методы расчета характеристик сопротивления усталости. М.: Издательство стандартов, 1982. 55 с.

УДК 539.3

А. Д. АЗАРОВ, канд. физ.-мат. наук, Г. А. ЖУРАВЛЕВ, канд. техн. наук (Институт математики, механики и компьютерных наук им. И. И. Воровича, ЮФУ), e-mail: polyani49@mail.ru

Влияние кривизны контактирующих цилиндров на максимальные касательные напряжения в глубине области их контакта[1]

На основании анализа плоского состояния упругого кругового цилиндра, нагруженного контактным давлением, получены обобщенные аппроксимирующие зависимости максимальных касательных напряжений по глубине их залегания от радиуса цилиндра. Исследована применимость (из условия малости площадки контакта) классических решений Герца—Беляева в задаче о контакте упругих цилиндров.

Ключевые слова: контакт, упругие цилиндры, максимальное напряжение, глубина залегания, касательные напряжения, кривизна, метод конечных элементов.

On the base of plane stress analysis of an elastic circular cylinder, loaded by contact pressure, the generalized approximating dependencies of maximum shear stresses on depth of their location from cylinder radius are obtained. The applicability (from the condition of smallness of contact area) of Hertz—Belyayev classical solutions in the problem of elastic cylinders contact is studied.

Keywords: contact, elastic cylinders, maximum stress, depth of location, shear stresses, curvature, finite element method.

Развитие современных технологий и микромеханики, создание более прочных материалов требуют корректного учета кривизны цилиндров и расчета параметров их контакта при повышенных давлениях. Точные решения необходимы во многих случаях, в частности при создании прецизионных измерительных устройств.

В машиностроении контактные и трибоконтактные узлы рассчитывают по формулам Герца, полученным более ста лет тому назад, и Беляева, полученным несколько позже [1—3]. Основное допущение в этих решениях — условие малости зоны контакта, что позволяет использовать известный прием замены тела с кривизной на полупространство. Считается, что в области контакта двух цилиндров возникают одинаковые напряжения даже в случае цилиндров с разными радиусами. Однако до сих пор нет какой-либо количественной оценки понятия "малость зоны контакта", а универсальное использование решений Герца — Беляева носит фактически условный характер [4].

Основные формулы Герца [1] для расчета параметров контакта упругих цилиндров радиусами R_1 и R_2 с параллельными осями приведены ниже. Цилиндры деформируются силой q, представляющей удельную нагрузку (нагрузку на единицу длины цилиндра), которая распределяется по поперечному сечению каждого цилиндра в зоне контакта.

Полуширину зоны контакта определяем по формуле $b_H = 2\sqrt{q\eta\rho/\pi}$, где $\rho = R_1R_2/(R_1 + R_2)$; $\eta = \eta_1 + \eta_2$; $\eta_1 = 1 - \mu_1^2/E_1$; $\eta_2 = 1 - \mu_2^2/E_2$; E_1, E_2 и μ_1, μ_2 — модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов цилиндров.

Распределение нормальных напряжений на поверхности контакта определяли по формуле

$$\sigma_H(x) = \sigma_{H\max}\sqrt{1-(x/b_H)^2},$$

где $\sigma_{H\max} = \sqrt{q/(\pi\eta\rho)} = 2q/(\pi b_H)$.

Полагали, что формулы корректны [5] при условии малости зоны контакта по сравнению с радиусом цилиндра (используем условие $R_2 > R_1$ без нарушения общности):

$$\frac{b_H}{R_1} = \frac{2}{\pi}\sqrt{\frac{q\eta}{R_1}\frac{1}{1+R_1/R_2}}.$$

Очевидно, что отношение b_H/R_1 будет малой величиной при небольшом значении безразмерного параметра $\varepsilon_H = q\eta/R_1$, характеризующего силовое воздействие, податливость материала и геометрический размер цилиндра. Ширина $2b_H$ зоны контакта должна быть существенно меньше полуокружности πR_1, т. е. угол $\alpha_1 = b_H/R_1 \ll \pi/2$ границы зоны контакта должен быть небольшим. Параметр, характеризующий малость зоны контакта, — $\varepsilon_\alpha = 2b_H/(\pi R_1)$. В силу ограничения прочности материалов цилиндров (по пределу $\sigma_т$ текучести) давление должно быть меньше минимального предела текучести (по двум цилиндрам), т. е. $\sigma_{H\max} < \sigma_т$. Согласно определению $\sigma_{H\max}$ при малости b_H должно быть малым и значение силы q. Представление о малости величин не связано с сопоставлением собственно решения задачи Герца с точным решением.

На основании аналитического решения Н. И. Мусхелишвили [6] задачи о сжатии отдельно взятого цилиндра противоположно направленными силами получено решение задачи [5] для упругого цилиндра, находящегося под действием распределенной контактной нагрузки. В работе [5] впервые показано, что в общем случае в зоне контакта двух цилиндров возникают разные глубинные напряжения. При этом относительные максимум интенсивности касательных напряжений (ИКН)

[1] Работа выполнена при частичной поддержке Южного федерального университета (№ 213.01.-2014/03ВГ).

$\tilde{\tau} = \tau_{\max}/\sigma_{H\max}$ и глубина $\tilde{h} = h_{\tau\max}/b_H$ их залегания не являются константами, а зависят от радиуса каждого рассчитываемого цилиндра. Для определения зависимости между этими параметрами в работе [5] предложен критериальный параметр $\alpha_b = b_H/R_c$ — отношение полуширины зоны контакта к радиусу каждого рассчитываемого цилиндра, которое является количественной оценкой применимости (по условию малости площадки контакта) классических решений Герца — Беляева в задачах о контакте упругих цилиндров. Получены два методически важных результата: уменьшение отношения b_H/R_c приводит, во-первых, к монотонному снижению относительных максимальных касательных напряжений и глубины их залегания; во-вторых, к их асимптотическому приближению к традиционным константам соответственно $\tilde{\tau} = 0{,}300$ и $\tilde{h} = 0{,}786$. В случае разных цилиндров значения $\tilde{\tau}$ и $\tilde{h}$ сохраняются при неизменном отношении b_H/R_c.

Учитывая это, сделали два вывода [5]: 1) причиной искажения (количественной и качественной) значимости кривизны цилиндров в расчетах глубинных напряжений в зоне контакта является использование решения Буссинеска (с моделированием контактирующих тел полупространством); 2) как следствие первого вывода — уменьшение радиусов контактирующих упругих цилиндров (в том числе цилиндров бесконечной длины при герцевском законе контактного давления) приводит (в отличие от полученных классическим решением Беляева [2] взаимосвязей) к увеличению относительных максимальных касательных напряжений и глубины их залегания.

Традиционное представление о зависимости величин $\tilde{\tau}$ и $\tilde{h}$ только от формы площадки контакта не является универсальным, носит частный характер и применимо лишь для параметров, приблизительно ограниченных областью $b_H/R_c \le 2 \cdot 10^{-4}$, т. е. для тел с большим радиусом R_c кривизны и/или с малыми контактными напряжениями $\sigma_{H\max}$.

В данной статье проведен дополнительный анализ различия максимальных ИКН в телах с разной кривизной с привлечением аналитических и численных решений. Для сравнения с аналитическим решением [5] методом конечных элементов (МКЭ) решена задача о контактирующих цилиндрах с параллельными осями в плоской постановке. Отметим, что аналитические методы обеспечивают решение только ограниченного класса задач, но оно чаще всего является достоверным и наглядным, в то время как численные методы анализа напряжений позволяют решать задачи с достаточно произвольными формами контактирующих тел, но требуют дополнительного обоснования точности вычислений.

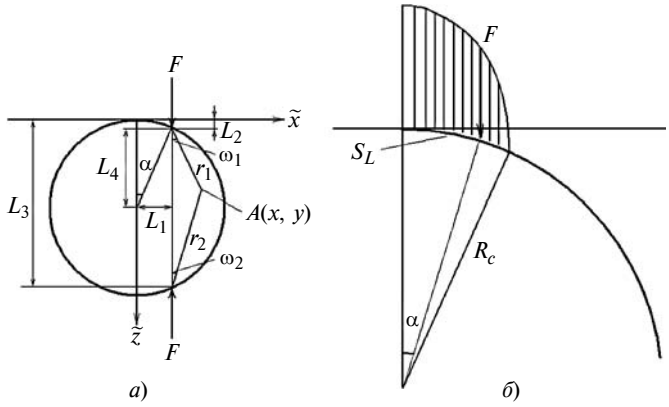


Рис. 1. Геометрические параметры цилиндра, нагруженного силами *F*:

а — сечение цилиндра в задаче Мусхелишвили; *б* — распределение напряжений на полуширине области нагружения (зоны контакта); S_L — длина дуги до точки действия элементарной силы *F*; α — угол приложения элементарной силы *F*

В задаче Н. И. Мусхелишвили цилиндр нагружен противоположно направленными силами *F*, смещенными относительно оси *z* (рис. 1, *а*). Решение этой задачи использовано для случая сил, распределенных по поверхности цилиндра в области контакта (на рис. 1, *б* изображена четверть цилиндра). Аналогично работам [5, 7], используя точное решение [6] и формулы контактного давления Герца, для цилиндра радиуса R_c определим напряжения:

$$\sigma_x = -\int_{-\alpha_b}^{\alpha_b} \tilde{\sigma}(\alpha)[A_1(\alpha) + A_2(\alpha) - L_4(\alpha)]\mathrm{d}\alpha;$$

$$\sigma_z = -\int_{-\alpha_b}^{\alpha_b} \tilde{\sigma}(\alpha)[B_1(\alpha) + B_2(\alpha) - L_4(\alpha)]\mathrm{d}\alpha;$$

$$\tau_{xz} = -\int_{-\alpha_b}^{\alpha_b} \tilde{\sigma}(\alpha)[C_1(\alpha) + \tilde{N}_2(\alpha)]\mathrm{d}\alpha.$$

Здесь σ_x и σ_z — нормальные напряжения (параллельные соответственно осям *x* и *z*); τ_{xz} — касательные напряжения, рассчитываются для каждой точки (*x*, *z*);

$$\tilde{\sigma}(\alpha) = \sigma_H(\alpha R_c) =$$

$$= \sigma_{H\max}\sqrt{1 - \left(\frac{s_L}{R_c}\right)^2\left(\frac{b_H}{R_c}\right)^{-2}} = \sigma_{H\max}\sqrt{1 - \left(\frac{\alpha}{\alpha_b}\right)^2}$$

— нагрузка, соответствующая закону $\sigma_H(\alpha R_c)$; $\alpha_b = b_H/R_c$ — центральный угол сектора окружности радиуса R_c, охватывающий дугу длиной b_H;

$$A_k(\alpha) = 2\sin^2\omega_k(\alpha)D_k(\alpha); \quad B_k(\alpha) = 2\cos^2\omega_k(\alpha)D_k(\alpha);$$

$$C_k(\alpha) = \sin[2\omega_k(\alpha)]D_k(\alpha); \quad D_k(\alpha) = \frac{\cos\omega_k(\alpha)}{\pi r_k(\alpha)};$$

$$k = 1, 2.$$

— вспомогательные функции, рассчитываются для каждой точки (x, z).

Величины r_1, ω_1, r_2, ω_2 введены Н. И. Мусхелишвили для описания положения точки (x, z), в которой рассчитываются напряжения, в зависимости от точки приложения силы F на поверхности цилиндра (см. рис. 1, *а*), определяемой углом α. Вычисления выполняются для каждой точки (x, z) по формулам с использованием вспомогательных обозначений и безразмерной системы координат $\tilde{x} = x/R_c$, $\tilde{z} = z/R_c$:

$$L_1(\alpha) = \sin\alpha; \quad L_2(\alpha) = (1 - \cos\alpha);$$

$$L_3(\alpha) = (1 + \cos\alpha); \quad L_4(\alpha) = \cos\alpha;$$

$$\omega_1(\alpha) = \operatorname{arctg}\left(\frac{\tilde{x} - L_1(\alpha)}{\tilde{z} - L_2(\alpha)}\right); \quad \omega_2(\alpha) = \operatorname{arctg}\left(\frac{\tilde{x} - L_1(\alpha)}{L_3(\alpha) - \tilde{z}}\right);$$

$$r_1(\alpha) = \frac{\tilde{x} - L_1(\alpha)}{\sin\omega_1(\alpha)};$$

$$r_2(\alpha) = \sqrt{[\tilde{x} - L_1(\alpha)]^2 + [L_3(\alpha) - \tilde{z}]^2}.$$

Рассчитывали ИКН в точках, лежащих на оси z, по формуле $\tau = (\sigma_x - \sigma_z)/2$. Как и в работах [5, 7], использованы допущения о том, что полуширина b_H площадки контакта и закон распределения контактного давления $\sigma_H(x)$ определены формулами Герца, а контактная нагрузка распределена по поверхности цилиндра (см. рис. 1, *б*).

В расчетах приняли, что упругие свойства (модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и коэффициент Пуассона $\mu = 0{,}3$) материалов обоих цилиндров одинаковые.

Отметим, что формулы для расчета напряжений имеют свойство инвариантности: для разных сочетаний исходных параметров (размеры, механические свойства, сила сжатия) при постоянных значениях параметров α_b и q/b_H в точках с равными значениями ($\tilde{x} = x/R_c$, $\tilde{z} = z/R_c$) напряжения в разных цилиндрах одинаковые.

Н. М. Беляевым [2] дано классическое решение задачи по определению глубинных напряжений при эллиптической площадке контакта упругих круговых цилиндров (для общего случая непараллельных цилиндров). Считается, что относительные величины (максимум ИКН $\tilde{\tau} = \tau_{max}/\sigma_{Hmax}$ и глубина их залегания $\tilde{h} = h_{\tau max}/b$ в зоне контакта) непосредственно от кривизны контактирующих тел не зависят и определяются только параметром b/a — формой площадки контакта (табл. 1), где a и b — большая и малая полуоси эллиптической площадки контакта [2]. В нашей задаче $b = b_H$. Эти результаты получены решением контактной задачи Герца с заменой исследуемого цилиндра полупространством и с применением формул Буссинеска.

В данной статье для цилиндров разных радиусов и при разных нагрузках (табл. 2) по формулам, приведенным выше, рассчитаны максимальные ИКН τ_{max} и глубины $h_{\tau max}$ их залегания в зависимости от радиуса рассматриваемого цилиндра и ширины площадки контакта. Представление о малости зоны контакта дают значения параметров $\varepsilon_H = q\eta/R_1$ и $\varepsilon_\alpha = 2b_H/(\pi R_1)$. Расчеты выполнены при $R_c = R_1$ и $R_c = R_2$. Результаты представлены формулами линейных зависимостей для разных условий нормирования (на рис. 2—6 линии *1* с точками — расчетные значения, линии *2* — их линейные аппроксимации).

Расчетные глубинные напряжения $\tilde{\tau}$ (см. рис. 2, *а*) увеличиваются по сравнению с традиционным значением 0,300 с увеличением параметра α_b, но при этом увеличивается и глубина $\tilde{h}$ залегания максимальных ИКН (рис. 2, *б*) по сравнению с традиционным значением 0,786. Сравним расчетные процентные отклонения параметров $\delta\tau = 100(\tilde{\tau} - 0{,}300)/0{,}300$ (рис. 3) и $\delta h_H = 100(\tilde{h} - 0{,}786)/0{,}786$ (рис. 4) для цилиндров разных размеров при разных нагрузках. Незначительный разброс данных $\tilde{h}$

Таблица 1

Традиционные значения максимума ИКН

Параметр	Начально-точечное касание						Начально-линейное касание
b/a	1,00	0,95	0,80	0,60	0,20	0,10	0
$\tilde{\tau}$	0,31	0,31	0,31	0,32	0,32	0,31	0,300*
$\tilde{h}$	0,50	0,50	0,55	0,62	0,75	0,77	0,786

* Опечатка $\tilde{\tau}$ = 0,304 в работе [2] исправлена Б. С. Ковальским в работе [3].

Таблица 2

Варианты параметров исходных данных численного анализа

q, Н/м	R_1, м	R_2, м	b_H/R_1	b_H/R_2	σ_{Hmax}, МПа	ε_H	ε_α, %
$8{,}648 \cdot 10^6$	1	500	0,010	0,00002	551	0,00008	0,6
$8{,}803 \cdot 10^7$	10	500	0,010	0,00020	560	0,00008	0,6
$1{,}036 \cdot 10^9$	100	500	0,010	0,00200	659	0,00009	0,6
$8{,}631 \cdot 10^9$	500	500	0,010	0,01000	1099	0,00016	0,6
$2{,}162 \cdot 10^8$	1	500	0,050	0,00010	2753	0,00197	3,2
$2{,}201 \cdot 10^9$	10	500	0,050	0,00100	2802	0,00200	3,2
$2{,}589 \cdot 10^{10}$	100	500	0,050	0,01000	3297	0,00236	3,2
$2{,}158 \cdot 10^{11}$	500	500	0,050	0,05000	5495	0,00393	3,2
$8{,}648 \cdot 10^8$	1	500	0,100	0,00020	5505	0,00787	6,4
$8{,}803 \cdot 10^9$	10	500	0,100	0,00200	5604	0,00801	6,4
$1{,}036 \cdot 10^{11}$	100	500	0,100	0,02000	6593	0,00942	6,4
$8{,}631 \cdot 10^{11}$	500	500	0,100	0,10000	10989	0,01571	6,4
$1{,}946 \cdot 10^9$	1	500	0,150	0,00030	8258	0,01771	9,5
$1{,}981 \cdot 10^{10}$	10	500	0,150	0,00300	8407	0,01802	9,5
$2{,}330 \cdot 10^{11}$	100	500	0,150	0,03000	9890	0,02121	9,5
$1{,}942 \cdot 10^{12}$	500	500	0,150	0,15000	16484	0,03534	9,5
$2{,}000 \cdot 10^7$	0,002	0,006	0,295	0,09826	21596	0,09100	18,8

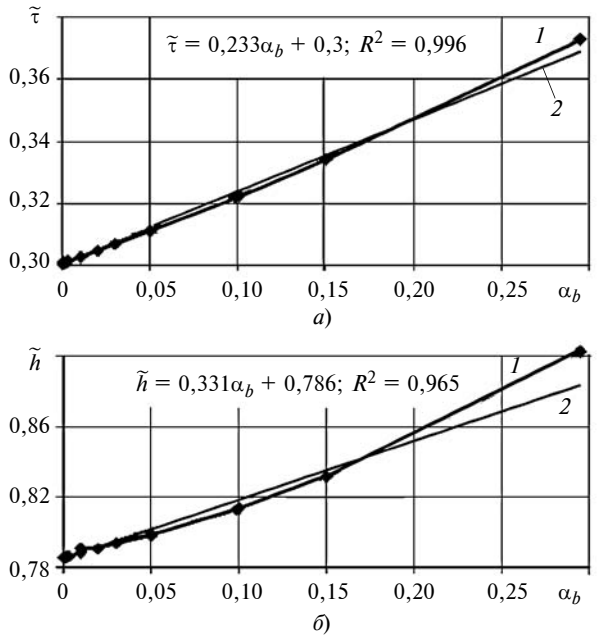


Рис. 2. Зависимости максимума ИКН $\tilde{\tau}$ (*а*) и глубины $\tilde{h}$ его залегания (*б*) от относительной ширины α_b зоны контакта

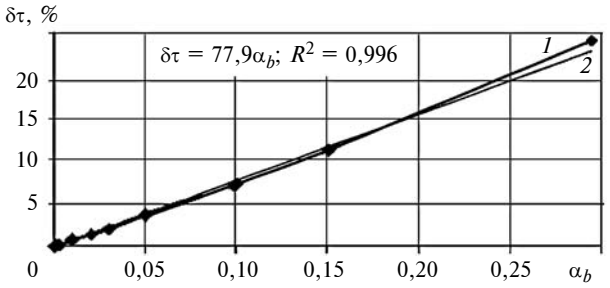


Рис. 3. Зависимости относительного максимума ИКН δτ от относительной ширины α_b зоны контакта

на рис. 2, *б* и 4 при малых значениях α_b связан с погрешностью вычислений.

Более целесообразен способ нормирования глубины залегания $h_R = h_{\tau\max}/R_c$ и $\delta h_R = 100h_R$, в котором обе зависимости $\delta\tau$ и δh_R (см. рис. 3 и рис. 5) являются практически линейными функциями параметра $\alpha_b = b_H/R_c$ с коэффициентом детерминации не хуже $R^2 = 0{,}996$.

При рассмотренных исходных данных превышение максимума ИКН и глубины залегания относительно значений 0,300 и 0,786 достигает 25 %. Важно, что повышение максимума ИКН с увеличением кривизны цилиндра сопровождается увеличением их глубины залегания. Приведены графики для двух способов нормирования δh_H (см. рис. 6, *а*) и δh_R (см. рис. 6, *б*). При этом вторая зависимость (между δh_R и $\delta\tau$) практически прямо пропорциональная (см. рис. 6, *б*).

Таким образом, обобщены закономерности [6] отклонения относительных величин $\tau_{\max}$ и $h_{\tau\max}$ от данных, приведенных в табл. 1. Подтверждено, что влияние радиуса цилиндра на относительные величины $\tau_{\max}$ и $h_{\tau\max}$ определяется критериальным параметром $\alpha_b = b_H/R_c$.

Далее приведем сравнительный анализ аналитического и численного решений.

Чтобы показать влияние кривизны контактирующих тел, рассмотрим контакт цилиндра радиуса $R_1 = 2$ мм с цилиндром большего радиуса $R_2 = 6$ мм (последняя строка табл. 2). Большие напряжения взяты для более наглядной демонстрации эффектов кривизны. Расчет МКЭ в программе ANSYS (версия 11) проводили для четверти цилиндров (рис. 7). Нагружение осуществляли удельной силой сжатия $q/2$ при равенстве смещения всех точек на верхней части цилиндра и при условии опоры на жесткую поверхность. Под нагрузкой тела находились в плоско деформированном состоянии.

Численными расчетами определили нормальные напряжения S_x, S_z и затем значения ИКН на оси z: $S_y = (S_x - S_z)/2$ (для сравнения с аналитическим решением $\tau = (\sigma_x - \sigma_z)/2$). Получены ИКН и все основные показатели контакта (табл. 3 и рис. 7, 8). Обозначения напряжений τ_1 и S_{u1} относятся к цилиндру $R_1 = 2$ мм, τ_2 и S_{u2} — к цилиндру $R_2 = 6$ мм.

Показателем точности решения МКЭ является, как правило, сравнение решений при разных шагах $\Delta = R_1/N$ разбиений. Расчеты, выполненные при числах разбиений $N = 64$ и 128 для цилиндра ради-

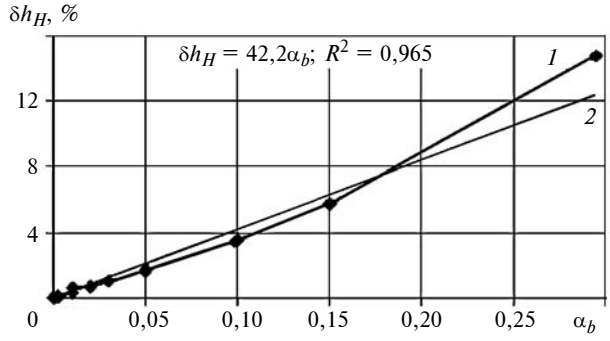


Рис. 4. Зависимости относительной глубины δh_H залегания максимума ИКН от относительной ширины α_b зоны контакта

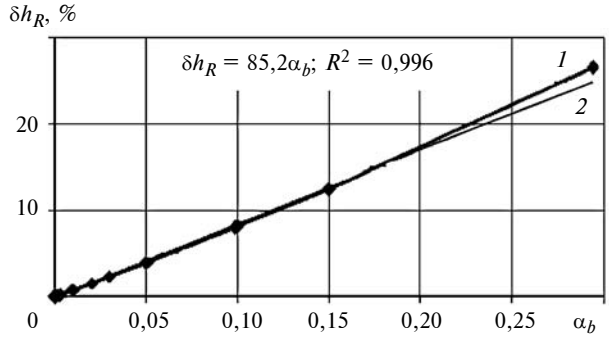


Рис. 5. Зависимости относительной глубины δh_R залегания максимума ИКН от относительной ширины α_b зоны контакта

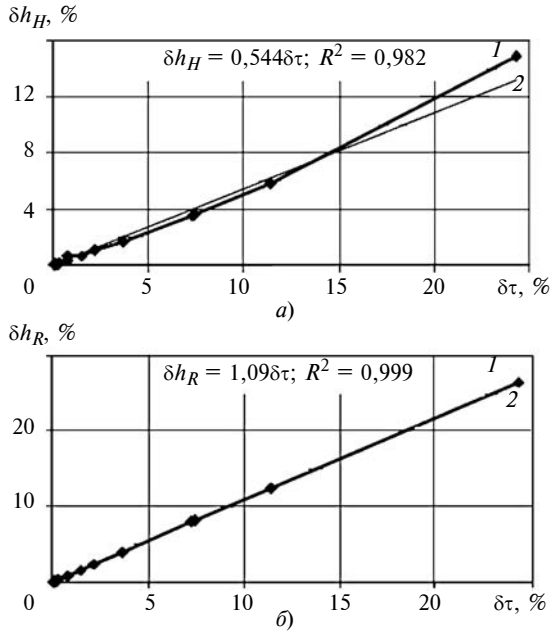


Рис. 6. Зависимости между относительными глубинами δh_H и δh_R залегания и максимумом ИКН при использовании процентных характеристик

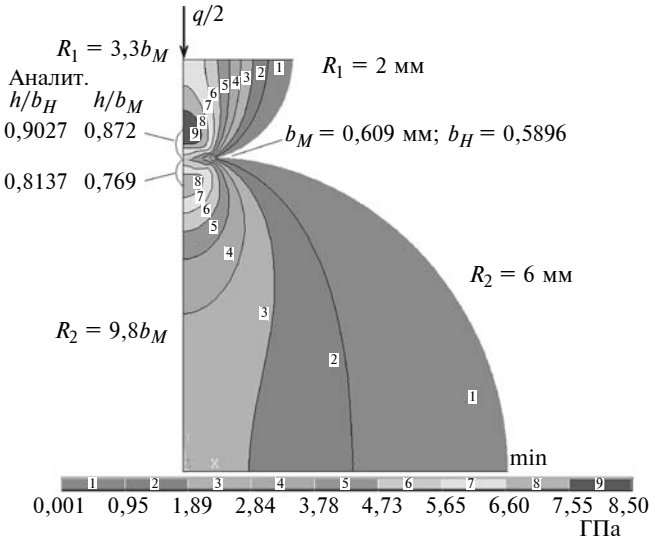


Рис. 7. Распределения ИКН в контактирующих цилиндрах при расчете МКЭ

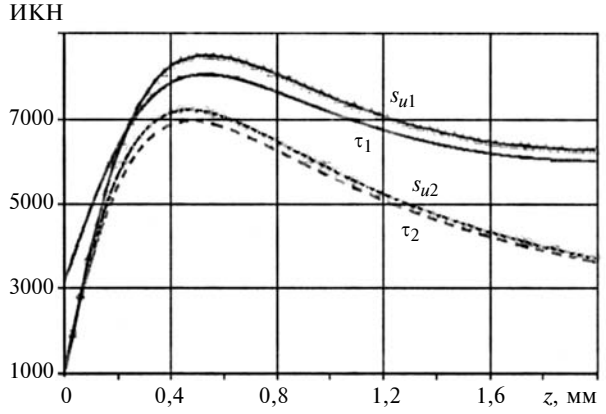


Рис. 8. Сравнение ИКН по оси z, полученных МКЭ и аналитически, для контактирующих цилиндров

Таблица 3

Сравнение параметров задачи Герца и решения МКЭ

$b_H = 0{,}5896$ мм $b_M = 0{,}6094$ мм $\delta(b_H - b_M) = 3{,}4$ %	$\sigma_{H\max} = 21596$ МПа $\sigma_{M\max} = 22019$ МПа $\delta(\sigma_{M\max} - \sigma_{H\max}) = 2{,}0$ %
Примечание. Параметры с индексом H относятся к задаче Герца, с M – к решению МКЭ.	

уса R_1, показали, что для технических приложений достаточно $N = 64$. Разность между напряжениями, полученными МКЭ при $N = 64$ и 128, на графиках незаметна.

Для прецизионных вычислений необходимо учитывать особенности расчетов МКЭ в зоне контакта, точность размера которой определяется дискретностью шага Δ разбиений. Параметр b_H/Δ — отношение полуширины зоны контакта к шагу разбиений, определяет число элементов в зоне контакта.

Общее пространственное распределение ИКН, полученное из цветных диаграмм напряжений в программе ANSYS, представлено на рис. 7. Сравнение ИКН показало, что эти напряжения в цилиндре радиуса R_1 больше, чем в цилиндре радиуса R_2. Наибольшие ИКН в цилиндрах R_1 и R_2 заметно отличаются по величине и размерам. При этом ИКН по оси z, рассчитанные МКЭ, отличаются от ИКН, полученных аналитическим решением (см. рис. 8). При уменьшении радиуса цилиндра увеличивается разность максимумов ИКН, увеличивается и погрешность расчета, т. е. разность между аналитическим решением и численным МКЭ. Для цилиндра R_1 эта погрешность составила 5,6 %, для цилиндра R_2 — 4 %. Разность максимальных значений ИКН по оси z, полученных аналитически, в цилиндрах R_1 и R_2 составила 15,8 %, а полученных МКЭ — 17,6 %.

Дополнительные аналитические и численные расчеты (для цилиндров разных радиусов, контактирующих с полупространством), приведенные в статье [8], подтверждают установленные закономерности. Кроме анализа влияния кривизны на максимум ИКН в статье [8] приведен анализ шаровой составляющей тензора напряжений.

Выводы

Установлено значительное влияние кривизны контактирующих тел на их напряженное состояние при малых радиусах и больших нагрузках, определяемое параметром $\alpha_b = b_H/R_c$.

Основные отличия решения МКЭ от аналитического решения наблюдаются в близкой к контакту зоне, и они тем больше, чем меньше радиус контактирующего цилиндра и больше нагрузка.

В цилиндре меньшего радиуса максимальные ИКН больше, чем в цилиндре большего радиуса, и они располагаются на большей глубине.

УДК 621.791

В. С. КЛИМОВ, А. С. КЛИМОВ, кандидаты технических наук, А. К. КУДИНОВ (Тольяттинский ГУ),
e-mail: klimovv@gmail.com

Диагностика контактной точечной сварки с использованием нейронной сети Хемминга[1] Часть. 1. Измерение сварочного сопротивления

Предложен способ диагностики контактной точечной сварки, основанный на расчете динамического сопротивления по измеренным вторичному току, углу открытия сварочных тиристоров и длительности их включения в каждом периоде. Для прогноза качества сварки использована нейронная сеть Хемминга.

Ключевые слова: контактная сварка, нейронная сеть Хемминга, динамическое сопротивление, диагностика, контроль качества.

The diagnostics method of resistance spot welding, based on the analysis of dynamic resistance on measured secondary current, opening angle of weld thyristors, and duration of their turning-on in each period, is suggested. For the forecasting of weld quality the Hemming neural network is used.

Keywords: contact welding, Hemming neural network, dynamic resistance, diagnostics, quality control.

В массовом производстве неразъемных соединений контактная сварка лидирует благодаря высоким технико-экономическим показателям по сравнению с другими способами [1, 2]. Например, в автомобилестроении применение контактной точечной сварки достигает 90 %. В мировой автомобильной промышленности ежегодно выполняются миллиарды сварных точек (≈5000 на каждый автомобиль). При этом точек выполняется на 30 % больше необходимого, что объясняется перестраховкой на случай низкого качества сварки [3].

На качество соединения влияют следующие факторы: шунтирование тока, износ сварочных электродов, нагрев вторичного контура, наличие в нем ферромагнитных масс и др. Корректировать необходимые параметры процесса и компенсировать действие этих факторов позволяет автоматическое регулирование с применением современных вычислительных средств. В данной области разработки ведут известные производители оборудования для контактной сварки: "Электрик-Микс" (Россия), "Селма" (Украина), Bocsh Rexroth (Германия), ENTRON Controls (США), Welding Technology Corporation (США), Spotron (Япония), Dengensha America (США).

Формирование сварного соединения достаточно полно характеризуется электрическим сопротивлением $R_{э\text{-}э}$ зоны сварки — участка "электрод — электрод", включающего в себя собственные сопротивления деталей и сопротивления контактов "деталь — деталь" и "электрод — деталь" [4—10]. Изменение сопротивления $R_{э\text{-}э}$ с высокой точностью описывается простыми математическими моделями [11], которые позволяют оценить качество поверхностей деталей и точность их сборки под сварку, прогнозировать качество сварки. Небольшая величина $R_{э\text{-}э}$ и электрические возмущения

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Российского фонда фундаментальных исследований в рамках договора № НК 15-08-03125.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 37)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Джонсон К.** Механика контактного взаимодействия. М.: Мир, 1989. 509 с.

2. **Беляев Н. М.** К вопросу о местных напряжениях в связи с сопротивлением рельсов смятию // Труды по теории упругости и пластичности. М.: ГИТТЛ, 1957. С. 215—260.

3. **Ковальский Б. С.** Расчет деталей на местное сжатие. Харьков: ХВКИУ, 1967. 222 с.

4. **Журавлев Г. А.** О несоответствиях классических решений контактных задач Герца контакту реальных тел // Современные проблемы теории машин. 2015. № 3. С. 232—238.

5. **Журавлев Г. А., Азаров А. Д., Бабенко И. С.** К определению глубинных напряжений в области контакта упругих цилиндров // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Естеств. науки. 2013. № 1 (173). С. 26—30.

6. **Мусхелишвили Н. И.** Некоторые основные задачи математической теории упругости. М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1966. 708 с.

7. **Азаров А. Д., Журавлев Г. А., Бабенко И. С.** Анализ влияния кривизны контактирующих упругих цилиндров на их напряженное состояние // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Естеств. науки. 2013. № 2 (174). С. 21—26.

8. **Азаров А. Д., Журавлев Г. А., Пискунов А. С.** Сравнительный анализ аналитического и численного методов решения плоской задачи о контакте упругих цилиндров // Международный научный журнал "Инновационная наука", 2015. № 1—2. С. 5—13.

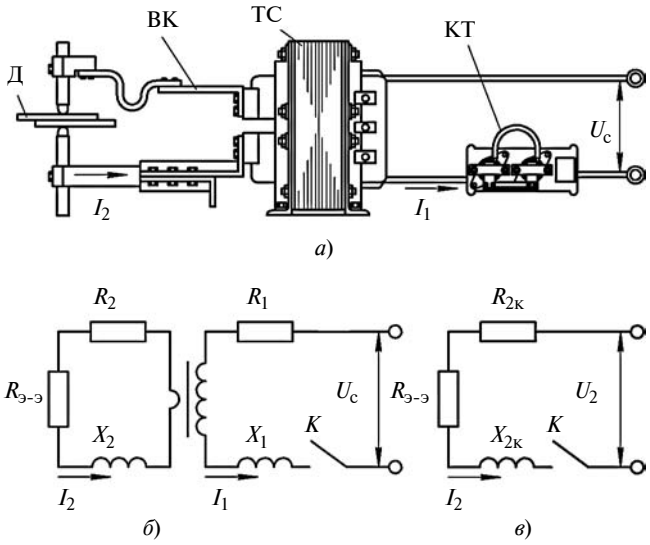


Рис. 1. Схема контактной сварочной машины (*а*) и электрические эквивалентная схема (*б*) и схема замещения (*в*)

затрудняют проведение измерений и анализ их результатов.

В данной работе рассматриваются вопросы повышения точности измерений сопротивления в зоне сварки и построения алгоритмов обработки их результатов.

Контактная сварочная машина (рис. 1, *а*) включает: свариваемые детали (Д); вторичный контур (ВК); тиристорный контактор (КТ), который осуществляет коммутацию первичной обмотки сварочного трансформатора (ТС) с сетью напряжением U_c.

Для описания электрических процессов использовали эквивалентную схему (рис. 1, *б*). Вторичный ток силой I_2 протекает через элементы вторичного контура и вторичный виток сварочного трансформатора, представленные активным R_2 и индуктивным X_2 сопротивлениями. Первичный ток силой I_1 протекает через первичную обмотку сварочного трансформатора, представленную активным R_1 и индуктивным X_1 сопротивлениями. Ключ K имитирует срабатывание тиристорного контактора с задержкой α при переходе сетевого напряжения через ноль. Свариваемые образцы в электрическом отношении представляют собой изменяющееся во времени сопротивление $R_{э-э}$ зоны сварки.

В схеме замещения (рис. 1, *в*) активное $R_{2к}$ и индуктивное $X_{2к}$ сопротивления машины в режиме короткого замыкания являются результирующими и учитывают все составляющие, приведенные к вторичному контуру [12]. Приведенное к вторичному контуру напряжение сети определим по формуле

$$U_2 = U_c/K_т,$$

где $K_т$ — коэффициент трансформации на данной ступени ТС.

Схематично контактную сварочную машину можно представить:

в режиме короткого замыкания последовательно соединенными активным $R_{2к}$ и индуктивным $X_{2к}$ сопротивлениями, через которые протекает ток короткого замыкания силой $I_{2к}$ (рис. 2, *а*);

в режиме сварки последовательно соединенными активным ($R_{2к} + R_{э-э}$) и индуктивным ($X_{2к}$) сопротивлениями, через которые протекает ток сварки силой $I_{2св}$ (рис. 2, *б*).

В первом случае активное сопротивление $R_{2к}$ можно выразить из треугольника сопротивлений (рис. 2, *в*) через полное сопротивление $Z_{2к}$ контура и коэффициент $\cos\varphi_к$ мощности короткого замыкания как

$$R_{2к} = Z_{2к}\cos\varphi_к. \quad (1)$$

Во втором случае активное сопротивление ($R_{2к} + R_{э-э}$) можно выразить из треугольника сопротивлений (рис. 2, *в*) через полное сопротивление $Z_{2св}$ контура и коэффициент $\cos\varphi_{св}$ мощности сварки как

$$R_{2св} = R_{2к} + R_{э-э} = Z_{2св}\cos\varphi_{св}. \quad (2)$$

Коэффициент $\cos\varphi$ мощности для каждого периода сварочного тока однозначно определяется через известные значения α и λ решением уравнения [12]

$$\sin(\lambda + \alpha - \varphi)/\sin(\alpha - \varphi) = \exp(-\lambda \mathrm{ctg}\varphi), \quad (3)$$

где α — угол открытия тиристоров; λ — длительность включенного состояния тиристоров (рис. 3).

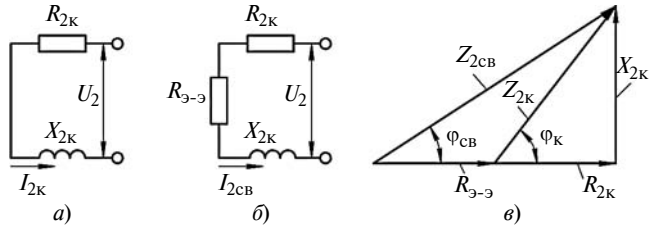


Рис. 2. Электрические схемы полного сопротивления контактной машины в режимах короткого замыкания (*а*) и сварки (*б*), треугольник сопротивлений (*в*)

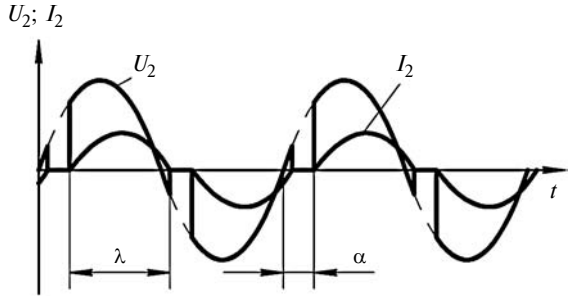


Рис. 3. Диаграммы силы тока I_2 и напряжения U_2 при контактной сварке

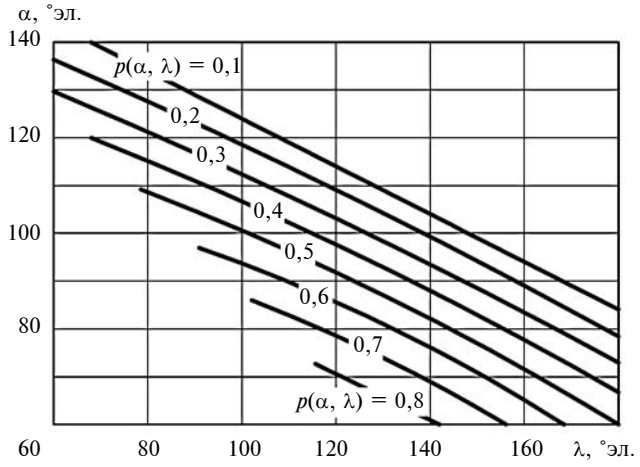


Рис. 4. Номограмма определения $p(\alpha, \lambda)$ по значениям углов α и λ

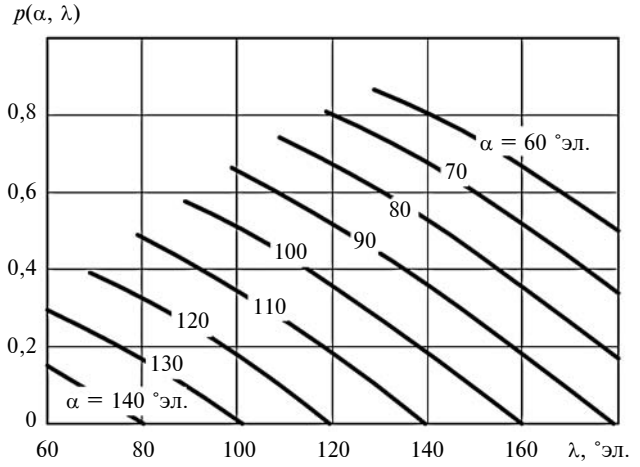


Рис. 5. Номограмма определения $p(\alpha, \lambda)$ в зависимости от λ при фиксированных значениях угла α

Решение уравнения (3) представлено в виде номограммы, позволяющей по известным значениям α и λ определить коэффициент cosφ мощности (рис. 4).

Полное сопротивление ($Z_{2к}$ и $Z_{2св}$) вторичного контура в режимах короткого замыкания и сварки выразим через сетевое напряжение $U_с$, коэффициент трансформации $K_т$, измеренные вторичные токи ($I_{2к}$ и $I_{2св}$) в режимах короткого замыкания и сварки и коэффициент k_i регулирования тока:

$$Z_{2к} = U_с/[K_т(I_{2к}/k_i)]; \quad (4)$$

$$Z_{2св} = U_с/[K_т(I_{2св}/k_i)]. \quad (5)$$

Коэффициент k_i определим по известной формуле [12]:

$$k_i = \sqrt{\frac{\lambda}{\pi} - \frac{\sin\lambda}{\pi\cos\varphi}\cos(2\alpha + \varphi + \lambda)}. \quad (6)$$

Результаты решения уравнения (6) можно представить в виде номограммы (рис. 5) или таблиц [12], из которых по известным значениям α и λ определим коэффициент k_i регулирования.

Преобразовав равенство (1) с учетом уравнения (4), получим:

$$R_{2к} = \frac{U_с}{K_т I_{2к}} k_i \cos\varphi_к. \quad (7)$$

Преобразовав равенство (2) с учетом уравнения (5), получим:

$$R_{2св} = \frac{U_с}{K_т I_{2св}} k_i \cos\varphi_{св}. \quad (8)$$

Произведение $p(\alpha, \lambda) = k_i\cos\varphi$ коэффициентов мощности и регулирования тока при известных значениях α и λ с учетом уравнений (3) и (6) можно выразить системой уравнений:

$$\left.\begin{aligned} p(\alpha, \lambda) &= k_i\cos\varphi = \\ &= \cos\varphi\sqrt{\frac{\lambda}{\pi} - \frac{\sin\lambda}{\pi\cos\varphi}\cos(2\alpha + \varphi + \lambda)}; \\ \sin(\lambda + \alpha - \varphi)/\sin(\alpha - \varphi) &= \exp(-\lambda\,\mathrm{ctg}\varphi). \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

Решение уравнений системы (9) можно представить в виде номограммы (см. рис. 5) или таблиц [12], по которым, зная α и λ, определяют $p(\alpha, \lambda)$. Анализ номограммы показал, что при фиксированных значениях α функция $p(\alpha, \lambda)$ близка к линейной, при разных значениях α функции $p(\alpha, \lambda)$ параллельны друг другу (т. е. линейный коэффициент не изменяется в зависимости от величины α). Таким образом, систему (9) можно представить в виде

$$p(\alpha, \lambda) = A_\lambda + B_0, \quad (10)$$

где A_λ — коэффициент, соответствующий постоянному значению α; B_0 — коэффициент, зависящий от величины α.

При постоянном значении α коэффициенты A_λ и B_0 рассчитываются из условия минимизации погрешности в заданном диапазоне изменения α и cosφ. Значения коэффициентов A_λ и B_0 для диапазонов $\alpha \in [60; 140]$ электрических градусов (°эл.) и $\cos\varphi \in [0{,}4; 0{,}9]$ приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения коэффициентов B_0 и A_λ, определенные по формуле (11)

Коэффициент	Угол α, °эл., открытия тиристоров				
	60	80	100	120	140
B_0	1,897	1,619	1,303	0,963	0,626
A_λ	−0,450				

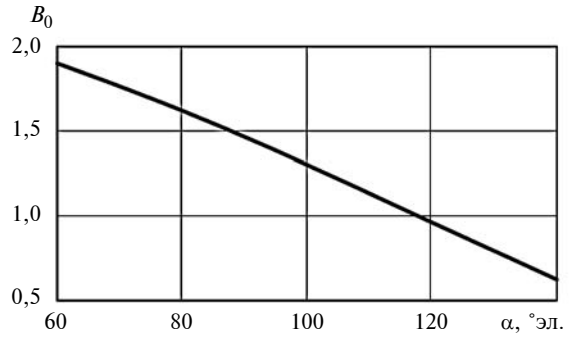


Рис. 6. Зависимость коэффициента B_0 от угла α открытия тиристоров

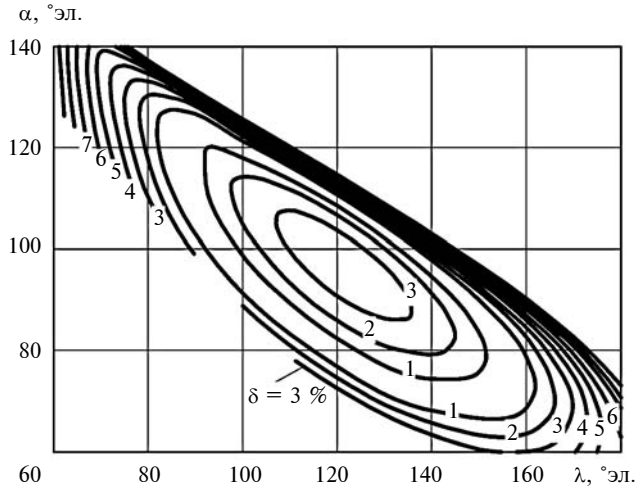


Рис. 7. Определение относительной погрешности δ расчета $p(\alpha, \lambda)$ при разных значениях α и λ

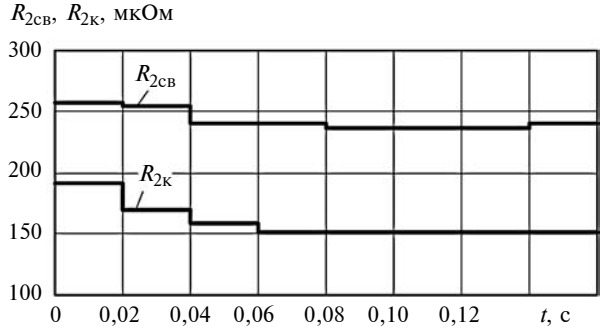


Рис. 8. Результаты измерения активного сопротивления машины в режимах сварки ($R_{2св}$) и короткого замыкания ($R_{2к}$)

Результаты, представленные в табл. 1, показали, что зависимость B_0 от α можно аппроксимировать линейным двучленом (рис. 6):

$$B_0(\alpha) = A_\alpha \alpha + A_0. \qquad (11)$$

Для значений α из диапазона α ∈ [60; 140] °эл коэффициенты A_α и A_0, рассчитанные из условия минимизации погрешности, составили: $A_\alpha = -0{,}94$ и $A_0 = 2{,}93$.

Приравняв уравнения (10) и (11), получим:

$$p(\alpha, \lambda) = A_\lambda \lambda + A_\alpha \alpha + A_0, \qquad (12)$$

где $A_\lambda = -0{,}45$, $A_\alpha = -0{,}94$ и $A_0 = 2{,}93$.

При этом погрешность δ вычисления $p(\alpha, \lambda)$ в диапазоне наиболее распространенных значений α и λ не превысила 5 % (рис. 7).

Сварочное сопротивление $R_{э\text{-}э}$ для каждого периода сетевого напряжения определяли как разность сопротивлений, рассчитанных по формулам (8) и (12):

$$R_{э\text{-}э} = R_{2св} - R_{2к} = \frac{U_с}{K_т I_{2св}} p(\alpha, \lambda) - R_{2к}, \qquad (13)$$

где $R_{2к}$ — сопротивление, определенное ранее из опыта короткого замыкания по формулам (7) и (12).

Пробное включение машины МТПУ-300 проводили в режимах сварки и короткого замыкания на VII ступени сварочного трансформатора ($K_т = 80$) с углом открытия тиристоров α = 70 °эл. На сварочных электродах установлено усилие $F_{св} = 6 \div 7$ кН, диаметр сварочных электродов $d_э = 7$ мм, время сварки $t_{св} = 0{,}16$ с (8 периодов). Напряжение сети по измерениям составило $U_с = 380$ В. В качестве свариваемых образцов использовали листы из низкоуглеродистой стали 08кп с толщиной пакета 2 + 2 мм. В режиме короткого замыкания между электродами размещали пластину из меди М1 толщиной 8 мм.

Для построения диаграмм значения силы I_2 вторичного тока и сетевого напряжения $U_с$ определяли с помощью регистратора РКДП-0401, датчика измерения вторичного тока (пояса Роговского) и кабель-адаптера на 600 В.

По результатам измерений при включении машины в режиме короткого замыкания (табл. 2) согласно уравнениям (7) и (12) рассчитывали значения $R_{2к}$ для каждого периода протекания тока (рис. 8); приняли $R_{2к} = 151$ мкОм. Следует учитывать, что переключение на другую ступень сварочного трансформатора и изменение габаритов вторичного контура может привести к изменению

Таблица 2

Значения параметров, измеренные на машине МТПУ-300 в режиме короткого замыкания

Параметр	Номер периода							
	1	2	3	4	5	6	7	8
λ °эл.	160	163	165	166	166	166	166	166
$I_{2к}$, кА	13,0	14,0	14,5	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
$p(\alpha, \lambda)$	0,525	0,501	0,486	0,478	0,478	0,478	0,478	0,478
$R_{2к}$, мкОм	192	170	159	151	151	151	151	151

величины $R_{2К}$ и потере точности последующих вычислений. Поэтому при настройке машины величину $R_{2К}$ следует определять заново для каждой используемой ступени трансформатора.

По результатам измерений при включении машины в режиме сварки (табл. 3) по формулам (8) и (12) для каждого периода сварочного тока рассчитали значения $R_{2св}$ (см. рис. 8), а по формуле (13) — сварочное сопротивление $R_{э\text{-}э}$ (рис. 9).

По полученным результатам построили диаграммы относительной погрешности ω расчетов сварочного сопротивления по указанной методике при разных углах α открытия тиристоров и длительности λ их включения при абсолютной погрешности измерений Δλ = 1 (рис. 10, *а*) и 0,5 °эл. (рис. 10, *б*) Анализ диаграмм позволил предположить, что приемлемая в большинстве случаев погрешность 5 % достигается при Δλ = 0,5 °эл.

Таким образом, изучение особенностей электрических процессов при контактной сварке позволило предложить простой способ измерения динамического сопротивления $R_{э\text{-}э}$ на основании измерения длительности λ включения тиристоров и аппроксимирующего многочлена. Относительная

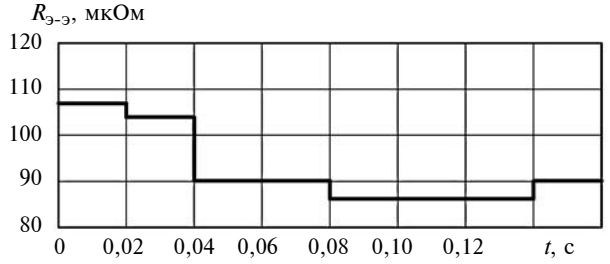


Рис. 9. Результаты измерения активного сопротивления $R_{э\text{-}э}$ сварочного участка

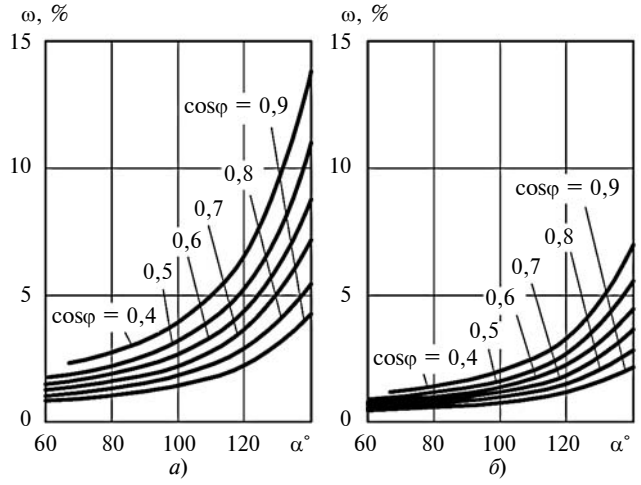


Рис. 10. Определение относительной погрешности ω расчета сварочного сопротивления $R_{э\text{-}э}$ при абсолютной погрешности измерений Δλ = 1 (*а*) и 0,5 °эл. (*б*)

Таблица 3

Значения параметров, измеренные на машине МТПУ-300 в режиме сварки

Параметр	Номер периода							
	1	2	3	4	5	6	7	8
λ °эл.	151	152	153	153	154	154	154	153
$I_{2св}$, кА	11,0	11,0	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5
$p(\alpha,\lambda)$	0,596	0,588	0,580	0,580	0,572	0,572	0,572	0,580
$R_{2св}$, мкОм	257	254	240	240	236	236	236	240
$R_{э\text{-}э}$, мкОм	106	103	89	89	85	85	85	89

погрешность сварочного сопротивления $R_{э\text{-}э}$ в диапазонах cosφ = 0,4÷0,9 и α = 60÷140 °эл., не превышающая 5 %, достигается при Δλ = 0,5 °эл., что позволяет сформулировать требования к аппаратной и программной частям измерительных комплексов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кулисон Э., Ирвинг Б., Йонсен М. Р.** Новые подходы к управлению качеством в сварочном производстве США // Автоматическая сварка. 1994. № 1. С. 39—47, 53.
2. **Расчет** и проектирование оборудования для контактной сварки: учеб. пос. / А. А. Чуларис, А. И. Попов, Н. Г. Чередниченко, Д. В. Рогозин. Ростов н/Д: Изд. центр ДГТУ, 2003. 162 с.
3. **Julie E. Simmons, Stephen M. Pollock.** Classification of spot welds using power factor time profiles // International Journal of Production Research. 2001. N. 3. P. 549—566.
4. **Towey M., Andrews P. R.** Instantaneous resistance during spot weld formation as parameter for an automatic control systems // Welding and Metal Fabrication. 1968. N. 10. P. 383—392.
5. **Bhattacharya S., Andrews D. R.** Significance of dynamic resistance curves in theory and practice of spot welding // Welding and Metal Fabrication. 1974. N. 9. P. 296—298.
6. **Dickinson D. W., Franklin J. E., Stanya A.** Characterization of spot welding behavior by dynamic electrical parameter monitoring // Welding Journal. 1980. N. 6. P. 170—176.
7. **Cho Y., Rhee S.** Primary Circuit Dynamic Resistance Monitoring and its Application on Quality Estimation during Resistance Spot Welding // Welding Journal. N. 6. P. 104—111.
8. **Kaiser J. G., Dunn G. J., Eagar T. W.** The effect of electrical resistance on nugget formation during spot welding // Welding Journal. 1982. N. 6. P. 167—174.
9. **Livshits A. G.** Universal Quality Assurance Method for Resistance Spot Welding Based on Dynamic Resistance // Welding Journal. 1997. N. 9. P. 383—390.
10. **Gedeon S. A., Eagar T. W.** Resistance spot welding of galvanized steel — part II mechanism of spot weld nugget formation // Metallurgical and Materials Transactions. 1986. V. 17. P. 887—901.
11. **Daniel J., Lucas A., Norbert Link.** Quantitative estimation of a resistance spot weld quality using a simple model // ABCM Symposium Series in Mechatronics. 2008. V. 3. P. 831—838.
12. **Оборудование** для контактной сварки: справочное пособие / Под ред. В. В. Смирнова. СПб.: Энергоатомиздат, 2000. 848 с.

УДК 621.43

Б. Б. КОСЕНОК, канд. техн. наук, В. Б. БАЛЯКИН, д-р техн. наук (Самарский государственный аэрокосмический университет им. С. П. Королева), И. Н. ЖИЛЬЦОВ (ОАО "Аэрокон", г. Ульяновск), e-mail: borkos@yandex.ru

Синтез и исследование динамических характеристик перспективного кривошипно-шатунного механизма ДВС

Предложена новая схема кривошипно-шатунного механизма ДВС, позволяющая повысить эффективность двигателя получением максимального крутящего момента при максимальном давлении газов в минимальном объеме камеры сгорания.

Ключевые слова: ДВС, цилиндр, кривошип, шатун, коленчатый вал.

The new scheme of ICE crank-and-rod mechanism, allowing to increase the engine efficiency by obtaining of maximum torque moment at maximum gas pressure in minimum volume of a combustion chamber, is suggested.

Keywords: ICE, cylinder, crank, con-rod, crankshaft.

В настоящее время широко применяются поршневые рядные, V-образные, дезаксиальные и оппозитные ДВС с одним, двумя и более цилиндрами, в которых ползуны (поршни) шарнирно с помощью шатуна соединены с коленчатым валом. Их недостатком является неэффективное преобразование энергии газов в механическую работу вследствие того, что максимум давления газов реализуется в начале рабочего такта при небольшом угле поворота кривошипа коленчатого вала. Это приводит к механическим потерям полезной работы и увеличению нагрузок на опорные подшипники вала.

Способы компенсации данного недостатка — повышение степени сжатия, снижение массы движущихся деталей двигателя, изменение фазы опережения зажигания, повышение топливной эффективности, только уменьшают механические потери, но не исключают их. Поэтому важно найти такую кинематическую схему двигателя, которая была бы лишена указанного недостатка. В истории двигателестроения было много попыток как воплощенных в реальных конструкциях, например двигатель Ванкеля [1, 2], так и оставшихся в виде опытных образцов, например орбитальный двигатель Р. Сарыча [3, 4], в которых применены новые кинематические схемы. Технические идеи, заложенные в этих схемах, на практике привели к усложнению конструкции по сравнению с классической схемой ДВС, что отрицательно сказалось на характеристиках двигателей, их стоимости и ремонтопригодности.

Следовательно, нужно найти такие параметры кривошипно-ползунного механизма, при которых механические потери были бы минимальными. Предлагаемый механизм разрабатывали моделированием векторных контуров [5] в программе КДАМ [6].

Если использовать стандартную индикаторную диаграмму ДВС, но смещенную на некоторый угол $\alpha_{кр}$ после верхней мертвой точки (ВМТ), то можно увеличить мощность, но для этого минимальный объем рабочей камеры должен соответствовать не ВМТ положения поршня, а именно углу $\alpha_{кр}$ кривошипа [7].

Авторы осуществили структурный синтез модульных векторных моделей и получили двухконтурную векторную модель кривошипно-шатунного механизма (КШМ), который реализован в виде двух цилиндров с раздельными коленчатыми валами. Рабочий объем цилиндра (рабочей камеры) изменяется в результате изменения положения не только внутреннего, но и внешнего поршня посредством дополнительного шатуна (рис. 1, *а*). Исследовали кинематику и динамику векторных моделей с одним и двумя валами с рядным, V-образным и оппозитным расположением цилиндров. Исследования показали, что выбор вариантов схемы не влияет на эффективность предлагаемого решения и полностью зависит от габаритных и технологических ограничений.

Сравнение предлагаемой векторной модели с известными структурными схемами показало ее идентичность конструкциям двигателей со встречным движением поршней, например двигателя OPOC (Opposed Piston Opposed Cylinder) с оппозитной компоновкой цилиндров, в каждом из которых два поршня совершают встречное возвратно-поступательное движение [8], разработанного в 2010 г. фирмой EcoMotors.

Цель данной статьи — описать работу нового КШМ, предназначенного для получения максимального крутящего момента при минимальном объеме камеры сгорания, уменьшении габаритов двигателя и снижении нагрузок на опорные подшипники вала, т. е. для уменьшения механических потерь, а также сравнить с двигателями, наиболее близкими к предлагаемому двигателю.

В отличие от известных механизмов в предлагаемой конструкции минимальный объем рабочей камеры сгорания (когда оба поршня находятся на минимальном расстоянии друг от друга) достигается при углах кривошипов, не соответствующих мертвым точкам, т. е. поршень должен находиться

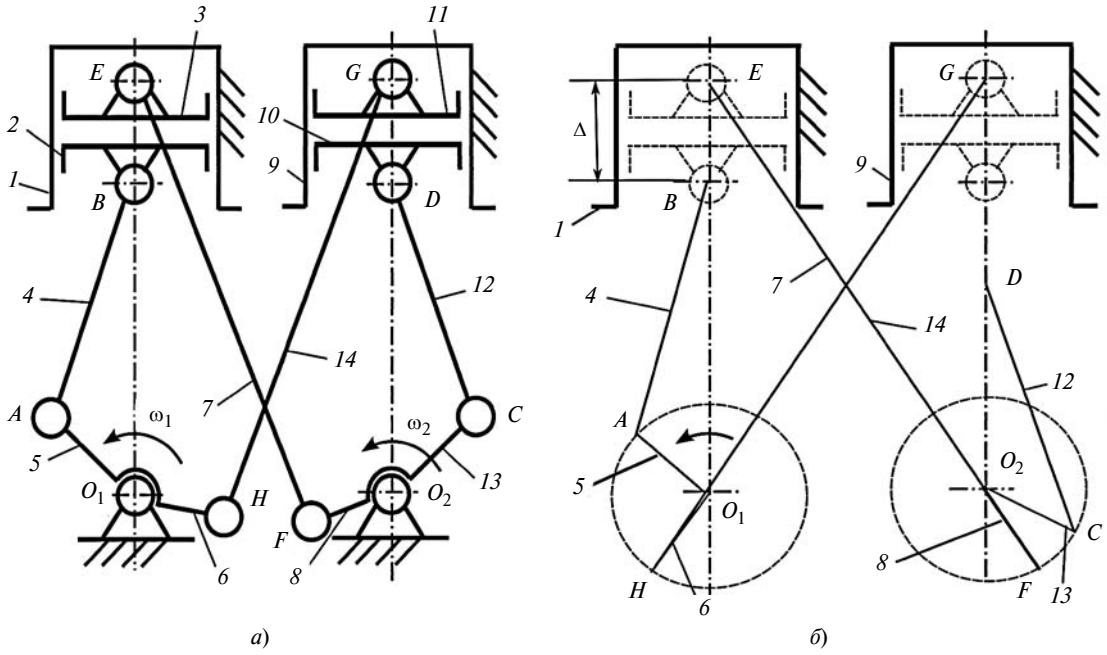


Рис. 1. Схемы синтеза нового КШМ ДВС:
а — кинематическая; *б* — построения механизма

на максимальном (ВМТ) или минимальном (НМТ) расстоянии от оси кривошипа.

Разработанный КШМ машины объемного вытеснения (см. рис. 1, *а*) состоит из взаимосвязанных кинематических цепей, содержащих один или более комплектов, каждый из которых включает два неподвижных цилиндра. В цилиндре *1* поступательно перемещаются поршни *2* и *3*. Поршень *2* шарнирно соединен через основной шатун *4* с основным кривошипом *5*, жестко соединенным с дополнительным кривошипом *6*. Кривошипы *5* и *6* шарнирно закреплены на неподвижной оси O_1, а поршень *3* посредством дополнительного шатуна *7* шарнирно соединен с дополнительным кривошипом *8*, расположенным на оси O_2 цилиндра *9*, в котором поступательно перемещаются поршни *10* и *11*. Поршень *10* шарнирно соединен основным шатуном *12* с основным кривошипом *13*, жестко соединенным с дополнительным кривошипом *8*. Кривошипы *13* и *8* шарнирно закреплены на неподвижной оси O_2, а поршень *11* посредством дополнительного шатуна *14* шарнирно соединен с дополнительным кривошипом *6*.

Предлагаемый механизм отличается от известных КШМ двигателей взаимным расположением основных и дополнительных кривошипов, а также длинами кривошипов и шатунов, подбираемых так, чтобы минимальный объем рабочей камеры, соответствующий минимальному расстоянию между двумя поршнями в одном цилиндре, приходился на положение механизма, не совпадающее с положением одного или обоих поршней одного цилиндра в верхней или нижней мертвой точке, как в классическом ДВС.

Возможны варианты предлагаемого КШМ, в которых оси цилиндров совпадают или расположены под углом, а также вариант с углом между основным и вспомогательным кривошипами, который можно изменять для осуществления других режимов работы ДВС. Углы между кривошипами и длины кривошипов и шатунов можно выбирать путем компьютерной оптимизации или исходя из геометрических построений. Рассмотрим один из алгоритмов геометрических построений (рис. 1, *б*):

1) задается расположение цилиндров *1* и *9* двигателя (рядный, V-образный или оппозитный);

2) задается расстояние между осями O_1 и O_2;

3) задаются длины кривошипов *5* и *13* и их положение относительно друг друга, а также длины шатунов *4* и *12*;

4) задается положение кривошипа *5* (угол поворота $\angle AO_1H$), при котором установится минимальный (заданный) объем рабочей камеры;

5) задается зазор Δ между точками *B* и *E* с учетом необходимого минимального объема рабочей камеры, расстояния от оси шатунного пальца до рабочей поверхности поршней *2* и *3* и т. д.;

6) от точки *E* проводится линия до пересечения с окружностью с центром O_2 и радиусом, равным длине кривошипа *8*;

7) полученный отрезок (*EF*) будет искомой длиной шатуна *7*, а угол $\angle CO_2F$ будет искомым углом между основным (*13*) и дополнительным (*8*) кривошипами;

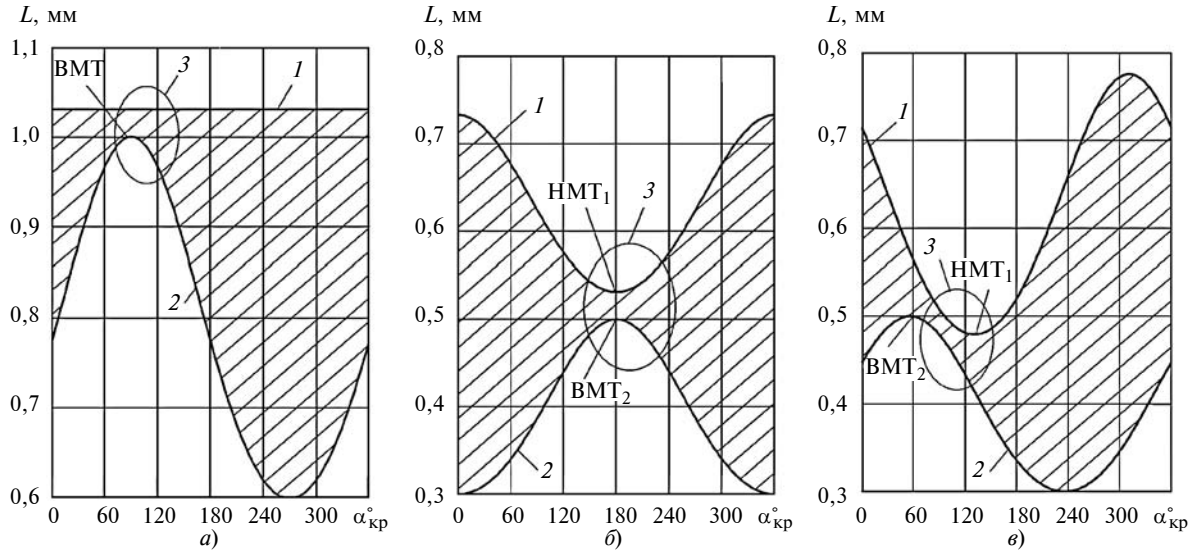


Рис. 2. Диаграммы изменения объема рабочей камеры ДВС с одним цилиндром (*а*), с двумя поршнями со встречным движением (*б*) и предлагаемого (*в*):

1 — дно цилиндра (*а*) и внешний поршень (*б*, *в*); *2* — внутренний поршень; *3* — участок горения

8) аналогично определяются длина шатуна *7* и угол $\angle AO_1H$ между кривошипами *5* и *6*.

Режим работы предлагаемого механизма ДВС аналогичен режиму работы двухтактного ДВС. В цилиндр *1* между поршнями *2* и *3* подается рабочая смесь на цикле сжатия, и в момент, когда поршни сходятся на минимальное расстояние, смесь поджигается (в случае дизельного двигателя происходит самовозгорание), давление в рабочей камере повышается и поршни совершают возвратно-поступательные движения. Поршень *2* через шатун *4* вращает кривошип *5* и жестко соединенный с ним кривошип *6* на неподвижной оси O_1, что приводит к движению поршня *11* через шатун *14*, а поршень *3* через шатун *7* приводит во вращение кривошип *8* и жестко соединенный с ним основной кривошип *13*, который через шатун *12* сообщает возвратно-поступательное движение поршню *10*. Если между поршнями *2* и *3* в этот момент в цилиндре *1* происходит такт расширения, то между поршнями *10* и *11* происходит такт сжатия, после чего на такте расширения в цилиндре *2* аналогичным образом совершается положительная работа.

Сравним характер изменения объема рабочей камеры классического ДВС и предлагаемого механизма. На рис. 2, *а* показано изменение объема рабочей камеры в одном из цилиндров классического ДВС с одним поршнем, на рис. 2, *б* — с двумя поршнями со встречным движением, на рис. 2, *в* — в предлагаемом механизме. Видно, что объем его рабочей камеры изменяется медленнее, чем у первых двух механизмов, особенно на начальном этапе фазы расширения.

Сравнительный анализ динамических характеристик двигателей ОРОС, классического оппозитного ДВС и предлагаемого механизма при одинаковых объемах рабочей камеры провели также с использованием программы КДАМ, которая была ранее протестирована для сравнения с программой ADAMs и применялась для исследования разных ДВС [9].

Разработали векторные модели трех механизмов с параметрами, обеспечивающими одинаковые объемы рабочей камеры, которые позволяли использовать индикаторные диаграммы, полученные для равных фаз, степени сжатия и др. По полученным результатам построили графики приведенного момента $M_{пр}$ активных нагрузок (рис. 3, *а*), уравновешивающего момента $M_у$ (рис. 3, *б*) и приведенного момента $J_{пр}$ инерции (рис. 3, *в*).

В связи с тем что характеристики сравнивали для оценки предлагаемого механизма, а кинематические параметры подбирали для получения объема рабочей камеры, равного объему оппозитного ДВС и двигателя ОРОС, то такой объем можно получить при длине кривошипа внешнего поршня, в 2 раза большей длины кривошипа двигателя ОРОС. При этом углы между кривошипами выбирали с учетом получения минимального объема рабочей камеры при положении механизма, соответствующего максимальному уравновешивающему моменту двигателя ОРОС. Анализ показал, что лучшие динамические характеристики предлагаемый механизм имеет именно в этом случае.

Исследовали варианты схемы с углами между кривошипами, равными 0 и 180°. В связи с тем что двигатель ОРОС спроектирован с углом между

кривошипами, равным 0, то и в данной статье приняли тот же угол. Следует отметить, что хотя классический оппозитный двигатель с углом 180° между кривошипами более уравновешен, чем двигатель ОРОС и предлагаемый механизм, а они более уравновешены при угле между кривошипами, равным 0, это никак не влияет на динамические характеристики, которые почти равны у оппозитного двигателя и двигателя ОРОС.

Отметим, что использованный алгоритм расчета индикаторной диаграммы не учитывает скорость изменения объема рабочей камеры на участке горения, и это необходимо исследовать в дальнейшем.

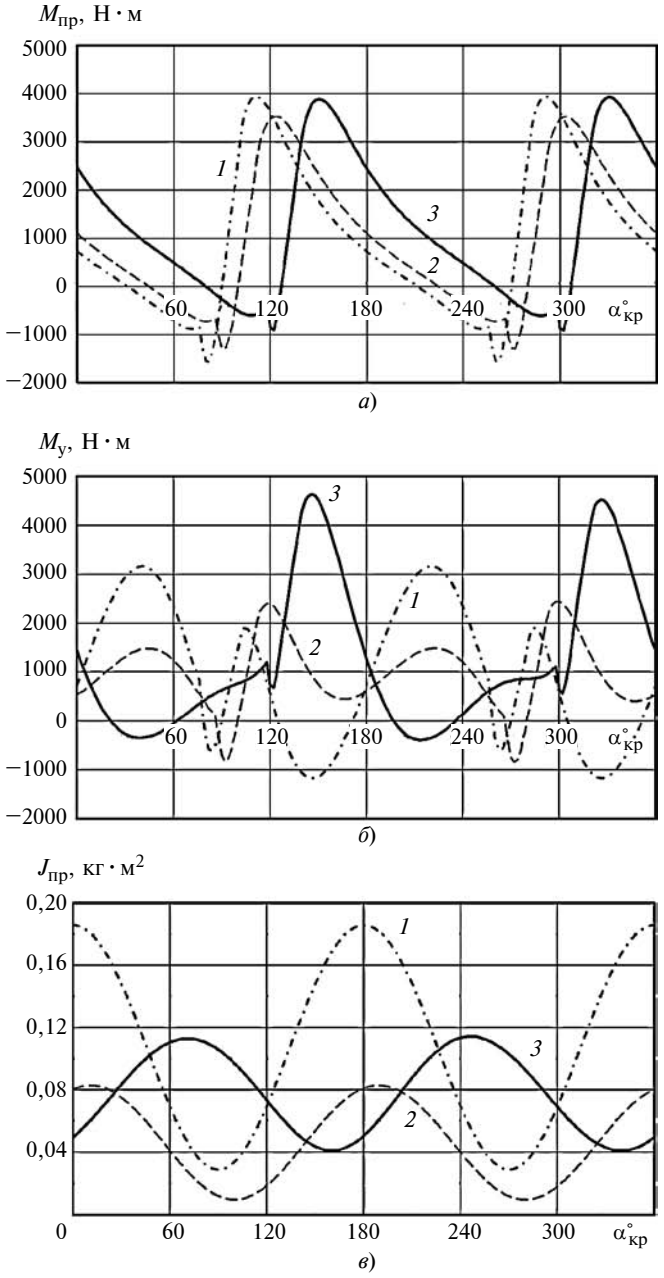


Рис. 3. Зависимости приведенного момента $M_{пр}$ (*а*), уравновешивающего момента $M_у$ (*б*) и приведенного момента инерции $J_{пр}$ (*в*) от угла $\alpha_{кр}$ поворота кривошипа ДВС оппозитного (*1*), ОРОС (*2*) и предлагаемого (*3*)

Полученные зависимости показали, что использование предлагаемого механизма при сравнимом приведенном моменте эффективнее, так как значительно возрастает уравновешивающая нагрузка, следовательно, увеличиваются полезная работа и на 25 % вращающий момент. В то же время по приведенному моменту инерции (см. рис. 3, *в*) можно заключить, что амплитуды моментов инерции двигателя ОРОС и предлагаемого ДВС одинаковы, хотя максимальный момент инерции двигателя ОРОС на 35 % больше, но в то же время он значительно ниже момента классического оппозитного ДВС.

При одинаковых объемах рабочих камер классического оппозитного двигателя, двигателя ОРОС и предлагаемого механизма последний обеспечивает уменьшение механических потерь и снижение нагрузок на опорные подшипники двигателя. Кроме того, в результате сгорания топлива в медленно расширяющемся объеме увеличивается полезная работа на этапе активного горения.

Таким образом, полученные результаты показали, что можно создать более экономичный и мощный двигатель, чем ДВС с классическим КШМ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Pat. 2,988,008. US.** Rotary Piston Machines.
2. **Markus Popplow.** Felix Wankel: Mehr als ein Erfinderleben // Sutton Verlag GmbH. 2012. 150 p.
3. **Pat. 4037997 A US.** Orbital engine with stabilizing plate.
4. **Davis Pedr.** Sarich, the man and his engines // Marque Publishing, 1988. 233 p.
5. **Семенов Б. П., Косенок Б. Б.** Методы и средства динамического синтеза механизмов авиационных энергоустановок // Самара: Самарский научный центр РАН, 2010. 281 с.
6. **Косенок Б. Б., Тукмаков В. П.** Программа КДАМ (Кинематический и динамический анализ механизмов) // Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ № 2010616342 по заявке № 2010614593 от 29 июля 2010 г. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 24 сентября 2010 г.
7. **Косенок Б. Б.** Обоснование динамически оптимального режима работы основного механизма двигателя внутреннего сгорания // Вестник СамГТУ. 2010. № 7 (28). С. 86—91.
8. **Pat. 060124084 US.** Internal combustion engine.
9. **Dr. Boris B. Kosenok, Dr. Valeriy B. Balyakin.** Study of the Dynamic Characteristics of a Two-Cylinder Internal Combustion Engine Using Vector Models // Procedia Engineering. 2015. P. 183—191.

УДК 621.833-752

О. И. КОСАРЕВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: oikosarev@yandex.ru

Минимизация возбуждения вибраций в зубчатом зацеплении прямозубой цилиндрической передачи

Приведены обоснования и рекомендации по минимизации возбуждения вибраций в зацеплении зубьев прямозубой цилиндрической передачи. Эффективность предложенных рекомендаций подтверждена математическим моделированием.

Ключевые слова: прямозубая цилиндрическая передача, вибрации, возбуждение.

The substantiations and recommendations on minimization of vibrations excitation in tooth gearing of a spur wheel gear are given. The effectiveness of the suggested recommendations is confirmed by mathematical modeling.

Keywords: spur wheel gear, vibrations, excitation.

Наиболее радикальный способ минимизировать возбуждение вибраций в зацеплении зубьев прямозубых цилиндрических передач — выявить и устранить их источники. Однако опыт многолетней борьбы с вибрациями зубчатых передач показал сложность проблемы, для научно обоснованного решения которой необходимо создать теорию в виде физико-математической модели, программное обеспечение, провести математическое моделирование и экспериментальную проверку.

Наиболее предпочтительное и эффективное решение проблемы — исключить появление первичных источников вибраций. Этот способ принципиально отличается от такого способа, как создание дополнительных искусственных источников вибраций, например, в результате фланкирования или профильной модификации, которые должны компенсировать реально существующие первичные источники вибраций.

Первичные источники вибраций (вынуждающие факторы), возбуждающие колебания с зубцовой частотой f и ее гармониками в зацеплении зубьев прямозубой цилиндрической передачи — это ошибка шага зацепления, профильная погрешность зуба, переменная жесткость зацепления, импульсное нагружение зубьев [1, 2]. Первые два источника зависят от точности изготовления инструмента и оборудования, вторые два — не зависят.

Ошибка шага зацепления определяется как $\Delta_0 = t_1 - t_2$, где t_1 и t_2 — погрешности основных шагов зубьев соответственно ведомого и ведущего зубчатых колес. Она входит в приведенную ошибку $\delta = w_0 + \Delta_0$, где w_0 — деформация впереди идущей пары зубьев (однопарного зацепления). Начальный контакт зубьев — кромочный или срединный, определяется знаком δ. Величина Δ_0 зависит не столько от абсолютных значений погрешностей t_1 и t_2, сколько от их разности, т. е. при больших погрешностях t_1 и t_2 она может быть сколь угодно малой. Отметим, что во всех ГОСТах на фланкирование зубьев ошибка Δ_0 принимается вопреки физическому смыслу как вероятная величина $\Delta_0 = (t_1^2 + t_2^2)^{1/2}$ [3].

Рассматриваются высоконагруженные точные и так называемые точные под нагрузкой зубчатые передачи, в которых $w_0 > \Delta_0$, т. е. случай кромочного зацепления зубьев: $\delta > 0$.

Ошибка Δ_0 шага проявляется в следующем: 1) она входит в δ и создает кромочное зацепление зубьев; 2) как функция времени $\Delta_0(t)$ является самостоятельным вынуждающим фактором, вызывающим изменение мгновенного передаточного отношения передачи и, соответственно, колебания с зубцовой частотой f [1, 2].

Возбуждение вибраций в прямозубой цилиндрической передаче можно устранить тремя способами:

1) минимизировать ошибку Δ_0 шага зацепления и профильную погрешность $\Delta_п$ зуба;

2) обеспечить постоянную жесткость зацепления (деформации) зубьев во времени;

3) взаимно компенсировать нагружение зубьев при одновременном входе и выходе пар зубьев из зацепления (далее — взаимная компенсация).

Рассмотрим каждый из способов подробнее. Требование равенства шагов ($\Delta_0 = 0$) зацепления, обеспечивающее постоянство передаточного отношения, является теоретически обоснованным следствием теоремы зацепления. Минимизировать ошибку Δ_0 шага можно использованием высокоточного зуборезного инструмента (фрезы), шлифованием зубьев и подбором зубчатых пар по измеряемым основным шагам зубьев. Использование высокоточного инструмента и шлифования зависит от технологического уровня производства. При шлифовании следует предусмотреть соответствующий припуск, в пределах которого можно фактически перенарезать зубья с получением желательно идеальной эвольвенты и точного основного шага. Эту операцию также можно назвать профильной модификацией.

Минимизировать ошибку Δ_0 шага можно подбором пар зубчатых колес с одинаковыми погрешностями t_1 и t_2, что более эффективно для се-

рийного производства. В любом случае нарезать парные зубчатые колеса следует одним и тем же инструментом.

Минимизация профильной погрешности зуба также связана с повышением технологической точности изготовления.

Для рассмотрения и анализа двух других способов используем метод математического моделирования колебаний зубчатых передач.

В ИМАШ РАН разработаны физико-математическая модель возбуждения колебаний в зацеплениях и метод математического моделирования колебаний зубчатых передач. Вынужденные колебания зубчатой передачи во временной области рассчитывали методом, который включает: а) модель вибровозбуждения; б) динамическую модель зубчатой передачи; в) комплект модификаций уравнений движения во временной области на каждом периоде зацепления; г) логический алгоритм управления выбором модификаций уравнений на участках текущего периода зацепления; д) программное обеспечение [1, 2].

Рассматриваемая динамическая модель крутильно-поперечных колебаний зубчатой передачи в плоскости вращения состоит из абсолютно твердых тел — зубчатых колес 1 и 2, которые установлены на упругих опорах и связаны между собой пружинами C_k, имитирующими жесткости зацепления k-х пар зубьев. Пружины расположены в плоскости зацепления, каждая из них соответствует определенной линии контакта и движется вместе с ней в поле зацепления при вращении колес. Передача нагружена статическим вращающим моментом. В каждом зацеплении действуют задаваемые вынуждающие факторы.

Система дифференциальных уравнений крутильно-поперечных колебаний зубчатых колес 1 и 2 имеет стандартный вид:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + \Sigma P_k + C_1x_1 + K_1\dot{x}_1 = 0; \\ I_1\ddot{\varphi}_1 + \Sigma P_k r_1 = Pr_1; \\ m_2\ddot{x}_2 - \Sigma P_k + C_2x_2 + K_2\dot{x}_2 = 0; \\ I_2\ddot{\varphi}_2 - \Sigma P_k r_2 = -Pr_2, \end{cases} \quad (1)$$

где m_1 и m_2 — массы колес; I_1 и I_2 — моменты инерции; r_1 и r_2 — радиусы колес; ΣP_k — сумма сил в зацеплениях k-х пар зубьев; C_k и C_{k-1} — их жесткости, равные C_z; x_1, φ_1 и x_2, φ_2 — перемещения центров масс и углы вращения зубчатых колес; C_1, C_2 и K_1, K_2 — жесткости и коэффициенты демпфирования опор колес; P — статическая нагрузка в зацеплении.

После введения безразмерных параметров, отнесенных к статической деформации, к статической нагрузке, времени, отнесенному к периоду зубцовой частоты T_z ($\tau = t/T_z$), и приведения исходной системы уравнений (1) к канонической форме метода Рунге — Кутта получим уравнения движения для каждого участка периода зацепления зубьев. Например, для участка двухпарного зацепления уравнения имеют вид [1, 2]:

$$\left.\begin{aligned} \dot{z}_1 &= \frac{C_z}{m_1 f^2}\left[-S_0\bar{P}_k - S_1\bar{P}_{k-1} - \frac{C_1}{C_z}y_1 - \frac{K_1}{C_z}fz_1\right]; \\ \dot{z}_2 &= \frac{C_z r_1^2}{I_1 f^2}[1 - S_0\bar{P}_k - S_1\bar{P}_{k-1}]; \\ \dot{z}_3 &= \frac{C_z}{m_2 f^2}\left[S_0\bar{P}_k + S_1\bar{P}_{k-1} - \frac{C_2}{C_z}y_3 - \frac{K_2}{C_z}fz_3\right]; \\ \dot{z}_4 &= \frac{C_z r_2^2}{I_2 f^2}[-1 + S_0\bar{P}_k + S_1\bar{P}_{k-1}], \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

где y_j — приведенные координаты уравнения (1); $j = 1, ..., 4$; z_j — производные по времени координат y_j; S_0, S_1 — коэффициенты управления параметрами уравнений (2).

Безразмерные нагрузки на зубьях (в долях статической нагрузки P) определяются выражениями:

$$\bar{P}_k = y + w_1\dot{y} - w_2 + w - q_2 - Q_2;$$

$$\bar{P}_{k-1} = y + w_1\dot{y} - w_2 - h_1w_3 - q_1t_1 - Q_1,$$

где y и $\dot{y}$ — деформация зацепления и ее скорость; w_1 — демпфирование; Q_1, Q_2 — профильные модификации; q_1, q_2 — профильные погрешности; w и w_2 — амплитуда погрешности шага зацепления и функция изменения ее во времени; w_3 — функция кромочного зацепления зубьев; h_1, t_1 — коэффициенты функции времени [1, 2].

Рассмотрим результаты расчета. Безразмерные параметры: нагрузка P_k на зубьях, амплитуды A колебаний, деформация y зацепления приведены соответственно в долях статической нагрузки P или статической деформации w_0.

Считается, что для обеспечения постоянной жесткости зацепления достаточно выбрать коэффициент ε_α перекрытия, равный целому числу, что не совсем верно, так как при этом не учитывается кромочное зацепление зубьев.

На рис. 1 приведены изменения нагрузки P_k на зубьях в течение двух периодов $2T_z$ зацепления (одному периоду T_z соответствует число шагов $k = 64$) в исходной передаче с переменной жесткостью и па-

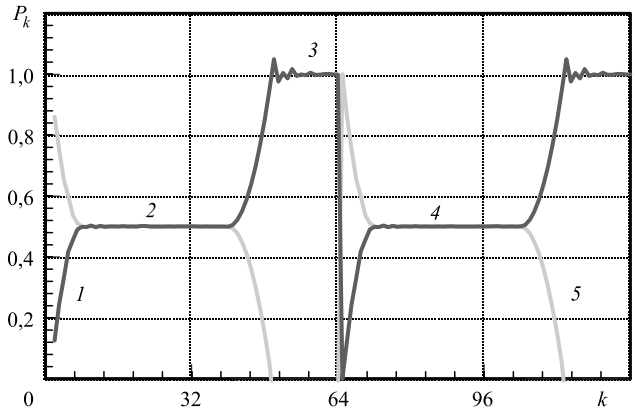


Рис. 1. Изменения нагрузки на зубьях в исходной передаче с переменной жесткостью зацепления

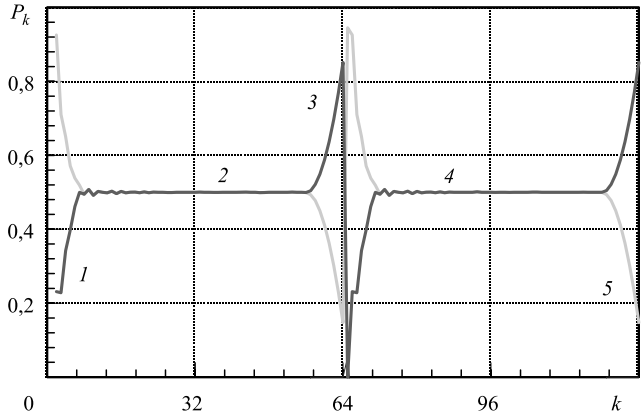


Рис. 2. Изменения нагрузки на зубьях в передаче с постоянной жесткостью зацепления

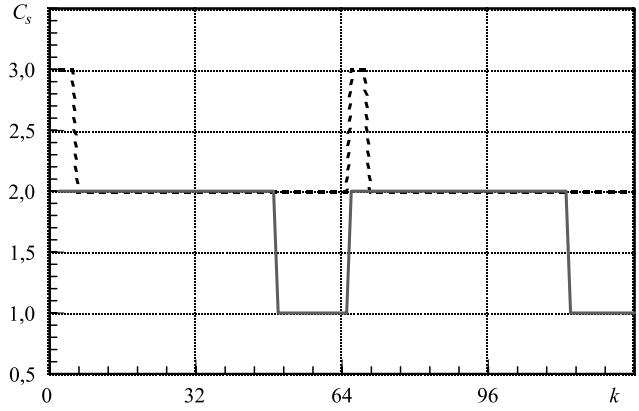


Рис. 3. Изменения суммарной жесткости зацепления

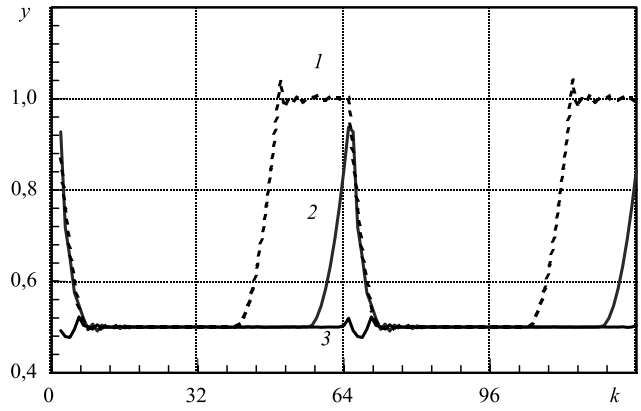


Рис. 4. Изменения деформации зацепления

раметрами: $P = 5 \cdot 10^3$ Н; $\Delta_0 = 0$; $\varepsilon_\alpha = 1{,}5$; $f = 50$ Гц. Показаны фрагменты нагрузок на трех парах зубьев: входящей, находящейся в зацеплении и выходящей из него. Нагрузка P_k на одной k-й паре зубьев, находящейся в зацеплении в течение периодов $2T_z$, отмечена цифрами *1—5*. Амплитуда колебаний с зубцовой частотой f (спектральная составляющая) $A = 0{,}268$.

На рис. 2 приведены изменения нагрузки P_k на зубьях в передаче с постоянной жесткостью зацепления и теми же параметрами, только при $\varepsilon_\alpha = 1{,}75$. В этом случае амплитуда колебаний $A = 0{,}075$.

На рис. 3 приведены изменения суммарной жесткости C_s зацепления в долях от C_z. В исходной передаче жесткость C_s зацепления изменяется от 2 до 1 на участках двухпарного и однопарного зацеплений (сплошная линия). В передаче с постоянной жесткостью зацепления суммарная жесткость без учета кромочного контакта $C_s = 2$ (на рис. 3 линия $C_s = 2$ не показана).

На рис. 4 приведены изменения деформации y зацепления (осциллограмма колебаний) исходной передачи (линия *1*) и передачи с постоянной жесткостью зацепления (линия *2*). Несмотря на постоянную жесткость зацепления $C_s = 2$, на участках кромочного контакта нагрузки P_k на зубьях и деформация y зацепления — переменные, но при этом амплитуда A колебаний уменьшается с 0,268 до 0,075. Чтобы обеспечить постоянную жесткость зацепления, необходимо устранить источник вибраций, но в этом случае оказывается непостоянной деформация зацепления на участках кромочного контакта зубьев.

При взаимной компенсации подбором коэффициента ε_α для заданной нагрузки P_k устраняются два источника возбуждения — переменная деформация зацепления и импульсное нагружение зубьев, причем на всех скоростных режимах.

На рис. 5 приведены изменения нагрузки на зубьях в передаче с взаимной компенсацией и параметрами $P_k = 5 \cdot 10^3$ Н, $\varepsilon_\alpha = 1{,}86$ и $f = 50$ Гц. Цифрами обозначены нагрузки в парах зубьев: входящих в зацепление (*1*); выходящих из зацепления (*2*); находящихся в зацеплении (*3*). В этом случае суммарная жесткость C_s зацепления постоянна везде, кроме участков кромочного контакта зубьев,

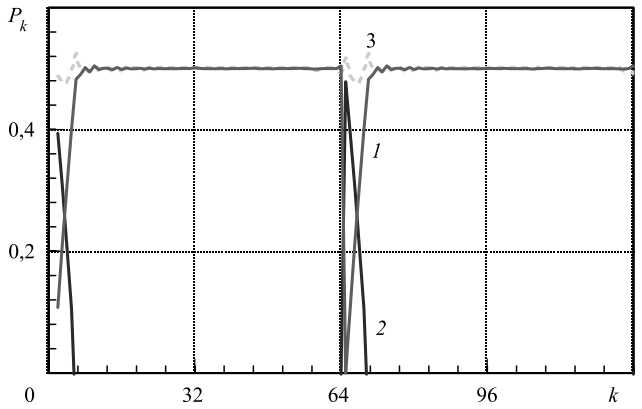


Рис. 5. Изменения нагрузки на зубьях в передаче с взаимной компенсацией

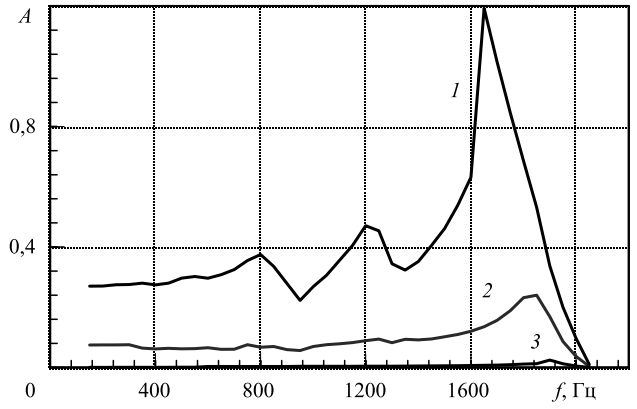


Рис. 6. АЧХ колебаний зубчатых передач

где она изменяется от 2 до 3 (см. рис. 3, штриховая линия), а деформация зацепления постоянная — $y = 0{,}5$ (см. рис. 4, линия *3*). Амплитуда колебаний на указанной частоте $A = 0{,}000$ (при расчете до четвертого знака).

На рис. 6 приведены амлитудно-частотные характеристики (АЧХ) колебаний с зубцовой частотой трех передач: исходной (*1*), с постоянной жесткостью зацепления (*2*), с взаимной компенсацией (*3*). Амплитуды *A* колебаний на резонансной частоте в передаче с постоянной жесткостью зацепления в 5 раз меньше, чем в исходной передаче, и в 60 раз меньше, чем в передаче с взаимной компенсацией, в которой колебания практически не возбуждаются во всем частотном диапазоне $f = 50 \div 1800$ Гц. Строго говоря, при взаимной компенсации источники вибраций двух пар зубьев (входящей и выходящей из зацепления на участках кромочного контакта) устраняются не каждый в отдельности, а устраняют друг друга, но не введением дополнительных искусственных источников вибраций.

В способе, называемом фланкированием или профильной модификацией зубьев [3, 4], отсутствует однозначное понятие цели и не указаны средства реализации, т. е. какой конкретно источник вибраций предполагается устранить, как и насколько эффект подтверждается расчетом. По одной версии фланкирование и профильная модификация должны устранить удары зубьев [3], по другой — изменить деформацию зацепления (при смене однопарного и двухпарного зацеплений) [4]. Как показано в работе [1], принятые в обеих версиях теоретические модели не верны. Это не позволяет фланкирование и профильную модификацию зубьев считать научно обоснованными операциями и бездоказательно рекомендовать их для использования.

Выводы

Максимальный эффект снижения возбуждения вибраций в прямозубом зацеплении может быть достигнут:

1) обеспечением минимальных ошибок шага зацепления и профиля;

2) взаимной компенсацией двух источников возбуждения вибраций: от переменной жесткости зацепления и импульсного нагружения зубьев. Взаимная компенсация обеспечивается выбором коэффициента перекрытия при заданной нагрузке с использованием метода математического моделирования. Снижение вибраций обеспечивается на всех скоростных режимах, но на одной статической нагрузке.

При соблюдении указанных условий суммарный эффект снижения вибраций будет пропорционален величинам ошибок шага зацепления и профиля, т. е. если ошибки будут нулевыми, то и вибрации будут нулевыми.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Косарев О. И.** О теоретических основах фланкирования и профильной модификации прямозубых цилиндрических передач // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2015. № 3. С. 36—42.

2. **Косарев О. И.** Модель вибровозбуждения в прямозубом зацеплении // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1966. № 1. С. 22—33.

3. **Полоцкий М. С.** Исходный и рабочий контуры зубчатой рейки (теоретические основы ГОСТ 3058—45) // Теория и расчет зубчатых передач и подшипников скольжения. Кн. 13 ЦНИИТМАШ. М.: Машгиз, 1948. С. 151—216.

4. **Munro R. G., Kohler H.** Clinic on the design of profile reliefs and the kinematics of spur gears with loading and errors. BGA seminar/workshop programme // BGA, Birmingham, 1990. 24 p.

УДК 621.891

А. Н. БОЛОТОВ, д-р техн. наук, В. В. НОВИКОВ, О. О. НОВИКОВА, кандидаты технических наук (Тверской ГТУ), e-mail: vnvkv@yandex.ru

Расчет ресурса магнитожидкостных узлов трения в газовой среде[1]

Получены формулы для определения ресурсов магнитожидкостных узлов трения по предельной концентрации твердой фазы.

Ключевые слова: магнитожидкостное трибосопряжение, ресурс, магнитная жидкость, дисперсионная среда, скорость испарения, трение.

The formulas for determination of magnetic fluid friction units on critical concentration of solid phase are obtained.

Keywords: magnetic fluid tribocoupling, life, magnetic fluid, dispersion medium, evaporation rate, friction.

В технике используется множество различных узлов трения, в которых рабочей средой является магнитная жидкость (МЖ) [1—5]. В перспективе конструкторы рассчитывают на широкое применение магнитожидкостных подшипников скольжения и различных зубчатых передач. В настоящее время практика показала высокую эффективность магнитожидкостных герметизирующих устройств. Ресурс данных узлов трения определяют испытаниями в условиях, близких к эксплуатационным. Надежность поученных результатов высокая, однако их обобщение даже для аналогичных узлов, но работающих при разных режимах трения, весьма затруднительно.

Эксплуатация магнитожидкостных трибоузлов показала, что наибольшая эффективность при их применении достигается реализацией гидродинамического режима смазывания трущихся элементов. Если градиент магнитного поля не настолько высок, чтобы нарушить коллоидную стабильность МЖ [6], то работоспособность узла трения будет лимитирована только скоростью испарения дисперсионной среды МЖ. Ресурс узла трения определяется временем, в течение которого концентрация дисперсной фазы (КДФ) сохраняется ниже критического значения. При этом в качестве показателя можно принять, например, вязкость МЖ.

Рассмотрим один из подходов расчетного определения ресурса магнитожидкостного узла без дозаправки в зависимости от скорости испарения жидкости-носителя. Будем считать, что поверхность МЖ контактирует с газовой средой, далекой от высокого разряжения.

Механизм перераспределения испаряемых частиц МЖ представляет собой диффузионный массоперенос. Уравнение, определяющее число n молекул, необратимо покинувших поверхность МЖ за время t, имеет вид:

$$\frac{\mathrm{d}n}{\mathrm{d}t} = -D\int_S \mathrm{grad}c\,\mathrm{d}S,$$

где D — коэффициент диффузии молекул пара в окружающей газовой среде; c — концентрация пара; S — площадь поверхности, с которой происходит массоперенос.

Представим данное уравнение в более удобном виде:

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} = -D\frac{\mu}{R_0 T}\int_S \mathrm{grad}p\,\mathrm{d}S, \qquad (1)$$

где $\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t}$ — скорость испарения МЖ (или скорость уменьшения массы МЖ); p — парциальное давление пара; μ — молярная масса; R_0 — универсальная газовая постоянная; T — абсолютная температура МЖ.

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований. Код проекта № 14-08-97500.

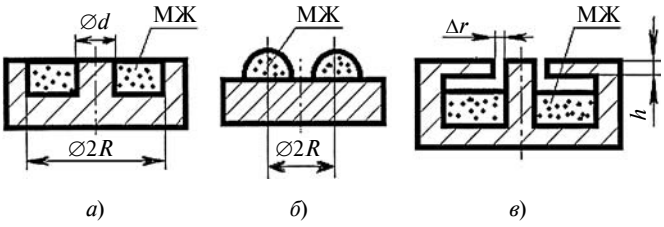


Рис. 1. Разные формы свободной поверхности (*а*, *б*) и расположения (*а*, *в*) магнитной жидкости

Для решения уравнения (1) используем метод электростатической аналогии, который заключается в следующем. Интегро-дифференциальные уравнения, записанные в одинаковой математической форме, независимо от обозначения физических величин и общефизического смысла, имеют одинаковые решения математических уравнений. Так, уравнение потока вектора напряженности электрического поля аналогично уравнению диффузии пара:

$$\Phi = -\int_S \mathrm{grad}\varphi \mathrm{d}S, \qquad (2)$$

где Ф — поток вектора напряженности электрического поля; φ — электрический потенциал на поверхности заряженного тела; S — площадь, через которую проходит поток.

Очевидно, что величина $\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t}\frac{R_0 T}{D\mu}$ подобна Ф, а величина p подобна φ и решение уравнения (1) будет решением уравнения (2), записанного в соответственных величинах.

Определим скорость испарения МЖ с плоской кольцевой поверхности (рис. 1, *а*), что часто встречается на практике. Для решения уравнения (1) с учетом геометрии элемента рассмотрим уравнение (2) для потока, проходящего через замкнутую поверхность, аналогично поверхности тонкого кольца.

По теореме Гаусса поток вектора напряженности электрического поля $\Phi = \frac{q}{\varepsilon_0}$, где q — заряд на поверхности кольца; ε_0 — электрическая постоянная.

Выразив заряд кольца через его потенциал, получим: $q = C\varphi$, где C — электроемкость кольца.

В соответствии с принципом электростатической аналогии получим выражение скорости испарения с поверхности, расположенной вблизи кольцевой поверхности МЖ:

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} = 0{,}5\frac{Dp_0 C\mu(1-\omega_s)}{R_0 T\varepsilon_0}, \qquad (3)$$

где p_0 — давление пара на расстоянии от поверхности, близком к свободному пробегу молекул.

Коэффициент 0,5 принят с учетом симметрии поля заряженного кольца. Значение коэффициента $(1 - \omega_s)$ раскроем ниже.

В дисперсных системах, к которым относится МЖ, часть свободной поверхности занята дисперсными частицами, испарение которых пренебрежимо мало. Из металлографии [7] известна связь между объемными и поверхностными геометрическими параметрами двухфазных систем:

$$\frac{S_l}{S} = \frac{V_l}{V} = (1 - \omega_s), \qquad (4)$$

где S — номинальная площадь поверхность МЖ; S_l — площадь поверхности, занятая жидкостью-носителем; V — объем МЖ; V_l — объем дисперсионной фазы; ω_s — доля объема дисперсной фазы; с учетом этого в формулу (3) введен коэффициент $(1 - \omega_s)$.

Диффузионный поток молекул пара накладывается на стефановское течение молекул газовой среды, в результате чего скорость испарения изменяется. Поправка в выражение (3) на стефановское течение зависит от отношения давления p_0 пара к давлению p_a газа окружающей среды. В данном случае рассматриваем слабо испаряющиеся МЖ с низким давлением насыщенных паров, поэтому указанной поправкой можно пренебречь. Не будем учитывать влияние на массоперенос пара конвективных потоков среды, полагая, что в реальных условиях работы трибоузлов они несущественны.

Электроемкость C, входящая в формулу (3), зависит от геометрии поверхности испарения. Для ее определения воспользуемся приближенными формулами [8]. Для кольцевой поверхности испарения

$$C = 8R\varepsilon_0\left(1 - 0{,}03\frac{r}{R}\right)\left[1 - 0{,}08\left(\frac{r}{R}\right)^3\right],$$

где R и r — внешний и внутренний радиусы кольца.

Поверхность МЖ в магнитожидкостных герметизаторах можно представить в виде эквивалентной поверхности полутороида (рис. 1, *б*). Тогда получим:

$$\mathrm{C} = 4\pi\varepsilon_0 R\left(0{,}68 + 1{,}07\frac{r}{R}\right),$$

где R — радиус тора; r — радиус окружности сечения тора.

Для использования формулы (3) необходимо знать давление p_0 пара около поверхности и коэффициент D взаимной диффузии. Процесс отделения молекул от поверхности при испарении описывается уравнением, предложенным Герцем и

Кнудсеном и теоретически обоснованным Френкелем [9]:

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} = \alpha S_l \sqrt{\frac{\mu}{2\pi R_0 T}}(p_s - p_0),$$

где m — масса испарившихся молекул; t — время; p_s — давление насыщенных паров при данных условиях; p_0 — давление пара на расстоянии от поверхности, равном свободному пробегу молекулы; $\alpha \le 1$ — коэффициент испарения МЖ; S_l — площадь поверхности МЖ.

С учетом выражения (4) получим:

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} = \alpha(1 - \omega_s) S \sqrt{\frac{\mu}{2\pi R_0 T}}(p_s - p_0). \qquad (5)$$

Из уравнений (3) и (5) найдем давление пара:

$$p_0 = p_s\left(1 + \frac{DC}{2\alpha\varepsilon_0 S(1-\omega_s)}\sqrt{\frac{2\pi\mu}{R_0 T}}\right)^{-1}.$$

Тогда скорость испарения составит:

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} = \frac{DCp_s\mu}{2R_0 T\varepsilon_0}(1 - \omega_S) \times$$

$$\times\left(1 + \frac{DC}{2\alpha\varepsilon_0 S(1-\omega_s)}\sqrt{\frac{2\pi\mu}{R_0 T}}\right)^{-1}. \qquad (6)$$

Коэффициент D можно определить только эмпирически.

Если необходимо снизить расход МЖ в результате испарения и исключить внешние механические воздействия на нее, МЖ закрывают непроницаемой оболочкой с технологическими отверстиями, например с кольцевым отверстием (рис. 1, *в*). Данную конструкцию применяют в магнитожидкостных подшипниках скольжения и уплотнениях (кольцевой зазор образуется между валом и корпусом устройства).

Определим массовый расход МЖ в данном устройстве, который можно описать стационарным уравнением диффузии:

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} = -DS_\mathrm{o}\frac{\mu}{R_0 T}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z},$$

где S_o — площадь поверхности отверстия; z — координата, совпадающая с осью отверстия.

После преобразований получим:

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} = \frac{DS_\mathrm{o}\mu}{R_0 Th}(p_0 - p), \qquad (7)$$

где p_0 и p — давление пара соответственно в полости и снаружи; h — толщина защитной пластины.

Принимаем допущение: $p = 0$. Давление p_0 найдем из уравнения баланса между массой испарившихся молекул и молекул, покинувших камеру, т. е. приравняв правые части уравнения (5) и (7), найдем давление p_0. Отсюда получим скорость потери массы МЖ через отверстие:

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} = \frac{DS_\mathrm{o}p_s\mu}{R_0 Th}\left(1 + \frac{DS_\mathrm{o}}{\alpha hS(1-\omega_s)}\sqrt{\frac{2\pi\mu}{R_0 T}}\right)^{-1}. \qquad (8)$$

Уравнение (8) справедливо для условий, если пар в полости находится в равновесном состоянии. Изменение давления пара в полости описывается уравнением

$$t_p = \frac{V_n}{\alpha S(1-\omega_s)}\sqrt{\frac{2\pi\mu}{R_0 T}}\ln\frac{p_s}{p_s - p},$$

где t_p — время испарения; V_n — объем полости.

Расчеты показали, что давление пара становится равновесным за десятые доли секунды, следовательно, уравнение (8) вполне приемлемое.

Рассчитаем ресурс триботехнического узла, т. е. определим время, за которое объемное содержание ω_s дисперсной фазы МЖ возрастает до предельного значения ω_{sf}. Узел заполняется фиксированным объемом V МЖ, площадь S свободной поверхности МЖ изменяется незначительно, объем $V\omega_s$ твердой фазы — постоянный. В уравнении (6) заменим массу жидкой фазы ее объемом:

$$\int_{V_1}^{V_2}\frac{V_l + V\omega_{ss}}{V_l}\mathrm{d}V_l = \int_0^t\frac{\Psi_1}{\rho}\mathrm{d}t,$$

где Ψ_1 — правая часть уравнения (6) без коэффициента $(1 - \omega_s)$; $V_1 = V(1 - \omega_{ss})$ и $V_2 = V(1 - \omega_{sf})$ — нижний и верхний пределы интегрирования; ρ — плотность жидкой фазы; ω_{ss} — начальное содержание дисперсной фазы.

Получим формулу ресурса магнитожидкостных узлов с открытой поверхностью МЖ по допустимой концентрации дисперсной фазы:

$$t = \frac{\rho V}{\Psi_1}\left[\omega_{sf} - \omega_{ss} + \omega_{ss}\ln\left(\frac{1-\omega_{ss}}{1-\omega_{sf}}\right)\right].$$

При этом полагали, что величиной $\frac{DC}{2\alpha\varepsilon_0 S(1-\omega_s)}\sqrt{\frac{2\pi\mu}{R_0 T}}$ можно пренебречь. Отсюда формула ресурса узла трения с МЖ в полости с небольшим отверстием имеет вид:

$$t = \frac{V(\omega_{sf} - \omega_{ss})\rho}{\Psi_2},$$

где Ψ_2 — правая часть уравнения (8).

Пример расчета ресурса радиального подшипника скольжения с МЖ

На рис. 2 показана упрощенная схема радиального подшипника, который состоит из втулки *1*, выполненной из немагнитного материала, с двумя цилиндрическими смазочными канавками *2*, расположенными в ненагруженной зоне. К кольцевому постоянному магниту *3* приложены два симметрично расположенных магнитопровода *4*. Свободное пространство между магнитопроводами и валом заполнено МЖ *5*. При работе подшипника магнитное масло поступает по смазочным канавкам в зону трения.

Параметры подшипника: внутренний диаметр втулки — 1 см; длина втулки — 1,5 см; диаметр смазочных канавок — 0,3 см; объем МЖ — 2,4 см^3. Свободная поверхность МЖ составляет 4,68 см^2.

В модифицированном подшипнике предполагалось, что МЖ прикрыта тонкими шайбами с торцов подшипника таким образом, что жидкость вытекает только через зазор площадью 6,4 мм^2 между валом и шайбой.

Была разработана МЖ [2] на основе синтетической жидкости диоктилсебацината (ДОС) ($C_{26}H_{50}O_4$) с высокой коллоидной устойчивостью. Для улучшения противоизносных и антифрикционных свойств МЖ, работающей при граничном режиме смазывания, и для снижения активности процессов деструкции при повышенных температурах в МЖ ввели специальный пакет присадок. Намагниченность данной МЖ составляет ≈25 кА/м, динамическая вязкость относительно низкая: 0,1÷0,3 Па·с при температуре 20 °С. Содержание твердой фазы с учетом сольватных оболочек составляет ω_{ss} = 0,143.

Основные физико-химические свойства диоктилсебацината

Молярная масса, кг/моль	0,426
Плотность, кг/м^3	910
Динамическая вязкость, Па·с	0,019÷0,023
Температура застывания, °С	минус 60
Температура вспышки, °С	240
Давление насыщенных паров при температуре 20 °С, Па	0,086
Температура кипения при давлении 133 Па, °С	220

Для точного расчета ресурса подшипника с учетом температуры окружающей среды необходимо знать коэффициент взаимной диффузии для какой-либо температуры и давления газа (в данном случае воздуха), а также давление насыщенных паров при температуре, отличной от нормальной.

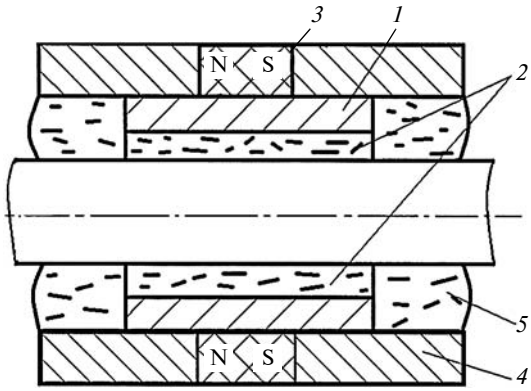


Рис. 2. Схема радиального магнитожидкостного подшипника

Рассмотрим равновесие между скоростью испарения и скоростью конденсации с молекулярно-кинетических позиций и получим формулу давления насыщенного пара:

$$p_s = \frac{\rho R_0 T}{\mu} e^{-\frac{L_0 \mu}{R_0 T}}, \qquad (9)$$

где L_0 — удельная теплота испарения.

По табличному значению p_s можно найти удельную теплоту испарения и рассчитать p_s для любой произвольной температуры (не вблизи тройной точки). Отсюда давление насыщенного пара ДОС для температуры 100 °С составило около 5 Па. Однако формула (9) дает не всегда надежное решение, особенно если $\alpha \neq 1$ и свойства газа не описываются уравнением Клайперона.

Для приближенных расчетов давления насыщенных паров часто пользуют двухпараметрическую формулу Клаузиуса—Клайперона:

$$p_s = a e^{-\frac{b}{T}}, \qquad (10)$$

где a и b — константы, определяемые опытным путем.

Чтобы использовать формулу (10), необходимо определить эти константы, например, воспользовавшись двумя значениями p_s при разных температурах. Кроме давления насыщенного пара при температуре 20 °С известна температура кипения ДОС при давлении 133 Па, тогда давление 133 Па является давлением насыщенного пара ДОС при температуре 220 °С. Исходя из этого, найдем константы: $a \approx 5{,}4 \cdot 10^6$ Па; $b \approx 5250$ К, следовательно, при температуре 100 °С давление насыщенного пара $p_s \approx 4$ Па. Таким образом, используя разные подходы при определении давления p_s, получили приблизительно одинаковые значения и при оценке

ресурса подшипника будем использовать усредненное значение.

Для нахождения коэффициента D воспользуемся экспериментальными данными, полученными при исследовании интенсивности испарения диактилсебацината и МЖ на его основе [2], в данных исследованиях изучалась временная зависимость интенсивности испарения МЖ от температуры. Испытуемая МЖ находилась в открытом вертикально расположенном цилиндрическом сосуде, помещенном в термостат. Интенсивность испарения (удельный расход) описывается выражением

$$W = \frac{Dp_0\mu}{R_0 TH},$$

где H — расстояние от края сосуда до поверхности МЖ.

Выразив давление p_0 через p_s, получим уравнение, из которого можно определить коэффициент взаимной диффузии паров ДОС в воздухе:

$$D = \frac{WR_0 TH}{\mu}\left(p_s - \frac{W}{\alpha\sqrt{\frac{\mu}{2\pi R_0 T}}}\right)^{-1}.$$

Подставив в последнюю формулу значение интенсивности испарения из работы [2], получим коэффициент взаимной диффузии для нормального атмосферного давления и температуры 100 °С: $D \approx 3{,}4 \cdot 10^{-5}$ м^2/с.

Значение коэффициента диффузии при температуре T и давлении p_A (т. е. других параметрах состояния газовой среды) можно определить по формуле

$$D = D_0 \frac{p_{A0}}{p_A}\left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2},$$

где D_0 — известное значение коэффициента диффузии при температуре T_0 и давлении p_{A0}.

Условие испытаний	Температура, °С	Ресурс, год
Поверхность МЖ полностью открыта	20	6,9
	100	0,13
МЖ находится в полости с отверстием	20	28,7
	100	0,53

Для определения ресурса магнитожидкостного подшипника остается найти значение предельной концентрации ω_{sf} твердой фазы. Известно, что при $\omega_{sf} > 0{,}52$ (что соответствует образованию в жидкости квазикубической структуры из частиц) вязкость МЖ резко повышается, что нарушает нормальную работу подшипника и повышает его температуру, в результате чего гидродинамическое трение переходит в граничное. Поэтому критическая объемная концентрация дисперсной фазы принята равной 0,52.

Результаты расчета ресурсов магнитожидкостного подшипника для разных температур и условий испарения дисперсионной среды приведены в таблице.

Таким образом, оптимизировать срок службы подшипника можно изменением формы и размеров полости для МЖ.

Приведенные в данной статье формулы с соответствующими изменениями можно использовать для расчета магнитожидкостных узлов трения, работающих в нестандартных условиях, по предельной концентрации твердой фазы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Магнитные** жидкости в машиностроении / Д. В. Орлов, Ю. О. Михалев, Н. К. Мышкин и др. М.: Машиностроение, 1993. 272 с.
2. **Болотов А. Н., Хренов В. Л.** Триботехника магнитопассивных опор скольжения. Тверь: Федеральное агентство по образованию. Тверской ГТУ, 2008. 124 с.
3. **Болотов А. Н., Новиков В. В., Павлов В. Г.** Магнитожидкостные подшипники скольжения // Трение и износ. Т. 26. 2004. № 3. С. 286—289.
4. **Болотов А. Н., Новиков В. В., Новикова О. О.** Трение структурированной магнитной жидкости при скольжении по твердой поверхности // Трение и износ. Т. 27. 2006. № 4. С. 409—416.
5. **Болотов А. Н., Новиков В. В., Новикова О. О.** Магнитное масло для узлов трения, работающих при граничной смазке // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2011. № 9. С. 38—41.
6. **Исследование** структурной стабильности магнитных масел для узлов трения / А. Н. Болотов, В. В. Новиков, О. О. Новикова и др. // Известия Московского государственного технического университета МАМ. Т. 4. 2014. № 2. С. 15—17.
7. **Салтыков С. А.** Стереометрическая металлография. М.: Металлургия, 1976. 270 с.
8. **Иоссель Ю. Я., Кочанов Э. С., Струнский М. Г.** Расчет электрической емкости. М.: Энергоиздат, 1981. 288 с.
9. **Френкель Я. И.** Кинетическая теория жидкостей. М.: Издательство АН СССР, 1945. 424 с.

УДК 678.67.02:539.4.014

В. Е. РОГОВ, д-р техн. наук (Байкальский институт природопользования СО РАН, г. Улан-Удэ),
Л. А. БОХОЕВА, д-р техн. наук, В. Ц. РАДНАТАРОВ, канд. техн. наук (Восточно-Сибирский ГУ технологий и управления, г. Улан-Удэ), e-mail: rogov54v@mail.ru

Использование полимерных добавок для уменьшения изнашивания деталей двигателя

Исследован механизм образования полимерного покрытия из ультраполитетрафторэтилена в трибосопряжениях на примере использования антифрикционной добавки Forum. Установлен процесс самоорганизации системы. Определена периодичность внесения добавки в смазочную систему автомобиля.

Ключевые слова: двигатель, трибологическое сопряжение, ультрадисперсная добавка Forum, ультраполитетрафторэтилен, фторопластовые частицы, полимерное покрытие, изнашивание.

The mechanism of polymer coating formation from ultrapolythetraphtorethylene in tribocouplings on the example of application of Forum antifriction additive is studied. The self-organization process of a system is determined. The periodicity of additive application in an automobile lubrication system is defined.

Keywords: engine, tribological conjugation, Forum ultradisperse additive, ultrapolythetraphtorethylene, fluoroplastic particles, polymer coating, wear.

Качество машиностроительной продукции во многом определяют надежность и долговечность узлов трения, которые зависят от используемых материалов, износостойких покрытий, обеспечивающих оптимальные условия трения и высокую сопротивляемость изнашиванию сопряженных деталей. Эффективность технологических обработок пар трения повышается, если учитываются особенности их эксплуатации и адаптация поверхностных слоев и покрытий контактирующих деталей к условиям процесса трения.

Для уменьшения изнашивания и повышения ресурса пары трения применяют антифрикционные полимерные покрытия, которые наносят на подготовленные поверхности различными способами, используя специальное оборудование, что увеличивает производственные затраты. Поэтому экономичнее применять фторопластовые покрытия, которые образуются на сопряженных поверхностях в процессе эксплуатации механизма из микроразмерных частиц, находящихся в смазочном материале. В работах [1, 2] исследовалось применение антифрикционного покрытия, образующегося на подвижных деталях из микроразмерных частиц, находящихся в суспензии, которые представляют собой сферы из ультраполитетрафторэтилена (УПТФЭ). С той же целью в смазочной системе двигателя легкового автомобиля используют антифрикционную добавку Forum, которая создает при эксплуатации транспортного средства на рабочих поверхностях трибосопряжений фторопластовые покрытия, замедляющие изнашивание деталей. Данная добавка представляет собой суспензию из масла, смешанного специальным способом с частицами УПТФЭ. Она выпускается в Институте химии ДВО СО РАН в двух модификациях: Forum и Super Forum, которые отличаются концентрацией УПТФЭ.

При эксплуатации металлополимерных сопряжений на их поверхностях образуются устойчивые полимерные пленки [3]. Исследованию механизма их образования посвящено множество работ, в которых рассматривались различные полимеры и композиционные материалы и в том числе политетрафторэтилен (ПТФЭ) [4—6]. Однако изучалось образование пленок на металлических поверхностях без использования смазочных жидкостей.

Установлено, что образование полимерной фторопластовой пленки из ПТФЭ происходит в два этапа [7]. Сначала молекулы адгезива (например, ПТФЭ) перемещаются к металлической поверхности, где происходит их ориентирование в межфазном слое, в результате которого осуществляется тесный контакт между молекулами и функциональными группами полимера и металла. Затем происходит непосредственное взаимодействие полимера и металла, которое обусловлено возникновением различных сил — от ванн-дер-ваальсовых сил до сил химической активности.

Смазочный материал в зоне трения изменяет взаимодействие полимера с металлическими поверхностями. Поэтому исследования механизмов трансформации микроразмерных частиц УПТФЭ в полимерное покрытие и закрепления их на металлических поверхностях весьма актуальны.

Исследуем эффективность полимерного покрытия из УПТФЭ, создаваемого на деталях ДВС легкового автомобиля при использовании в смазочной системе антифрикционной добавки Forum.

Частицы УПТФЭ размерами 0,5÷1,5 мкм имеют форму сферолита, их твердость составляет 0,5 *HB* [8, 9]. На рис. 1 представлена микрофотография суспензии Forum с частицами УПТФЭ, полученная с помощью микроскопа HITACHI TM-1000.

Установлено, что частицы УПТФЭ не изменяют размеры и форму при смешивании с минеральным

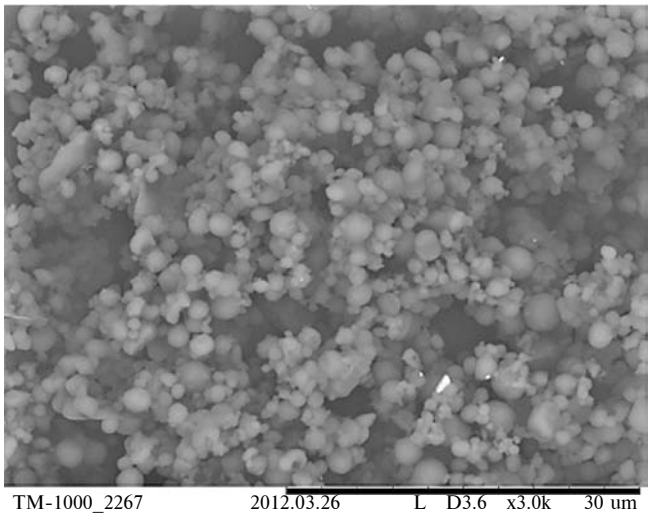


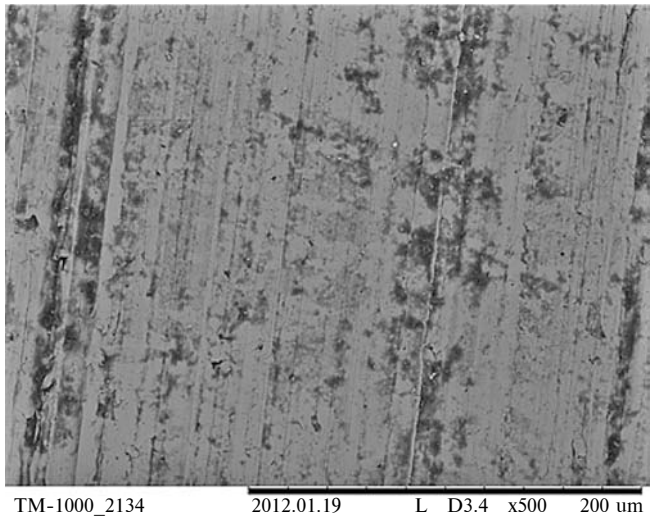
Рис. 1. Суспензия из УПТФЭ и масла

маслом в смесителях и диспенсерах, что свидетельствует о высокой их прочности. Для образования полимерного покрытия на поверхностях пары трения необходимо 0,5÷1 ч приработки [10], т. е. наибольшая эффективность от использования добавки Forum наблюдается после 2÷3 тыс. км пробега автомобиля.

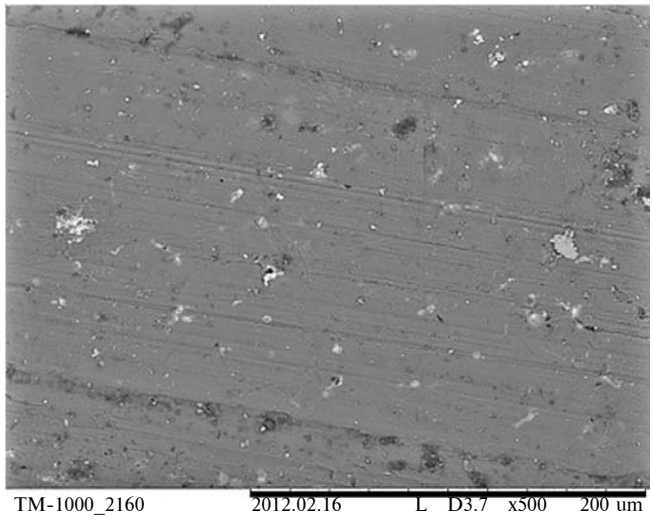
При попадании в зазор между сопряженными элементами частицы УПТФЭ внедряются в поверхностный слой металлических деталей и пластически деформируются, приобретая вид плоских чешуек, которые в дальнейшем образуют однородное покрытие, т. е. пленку, сглаживая неровности металлической поверхности с ориентацией в направлении относительного движения в паре трения (рис. 2, *а*).

Образование полимерного покрытия на рабочих поверхностях вала и вкладыша подшипника — сложный процесс. В трибосопряжении контакт происходит в среде смазочного материала при высоком давлении, сдвиговых нагрузках и температуре 80÷90 °С. Закрепляется полимер на металлических поверхностях в результате заполнения пор и дефектов [11]. Покрытия, удерживаемые на основном металле только механическими силами, не обладают высокой прочностью, подвержены быстрому изнашиванию и отслоению, которое может возникать при повышении температуры из-за внутренних напряжений, создаваемых при трансформации объемных частиц в плоские частицы.

Образцы трибологических сопряжений с покрытиями нагревали до 280 ± 5 °С (выбор температуры обусловлен температурой плавления УПТФЭ [12]). Поверхность покрытий осталась ровной, без дефектов, трещин и отслоений (рис. 3), что указывает на прочное его закрепление и адгезионное взаимодействие с основным материалом. Таким обра-



а)



б)

Рис. 2. Рабочие поверхности бронзового подшипника вала привода масляного насоса до (*а*) и после нагревания до температуры 280 ± 5 °С (*б*)

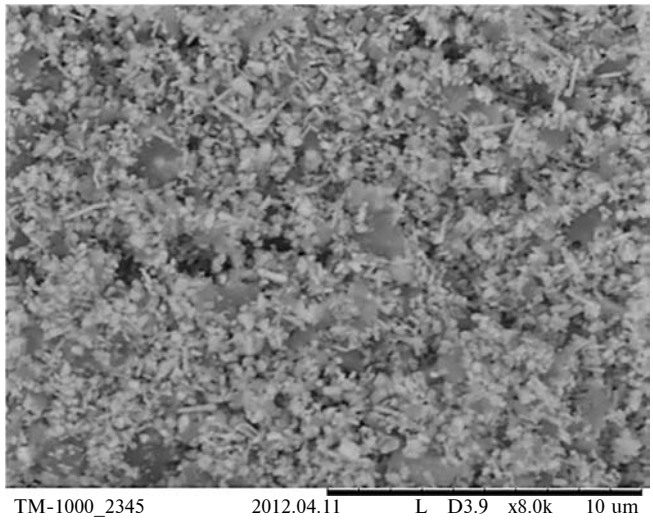


Рис. 3. Продукты изнашивания

зом, в трибологическом сопряжении трение двух металлических деталей изменялось на трение полимера по полимеру. Появление белых включений после нагревания образцов (см. рис. 3) можно объяснить наличием более толстых локальных полимерных слоев, которые образовались в дефектах (поры или шероховатости) металлической поверхности.

Полимерное покрытие на сопряженных деталях изменяет механизм трения и повышает их ресурс. Однако процесс изнашивания все же происходит [13], но сначала изнашивается покрытие, а потом основной металл. Износ полимерных материалов, как правило, обусловлен усталостным разрушением в результате многократной деформации полимера по пятну контакта.

На рис. 4 показаны продукты изнашивания полимерного покрытия, полученные из осадка на дне картера двигателя. Это частицы округлых форм и тонкие удлиненные частицы, которые получаются в результате скатывания в зазоре сопряжения до их выхода из зоны трения.

Продукты изнашивания при работе двигателя вместе с маслом циркулируют в смазочной системе двигателя и продолжают участвовать в формировании покрытий. Таким образом, имеет место процесс самоорганизации, т. е. многократный цикл нанесение—истирание—восстановление покрытия. Следовательно, периодичность внесения добавки Forum в смазочную систему автомобиля соответствует периодичности замены масла в двигателе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Исследование** работы двигателя легкового автомобиля при применении антифрикционной добавки / В. Ц. Раднатаров, В. Е. Рогов, Л. А. Бохоева, Д. В. Лобанов // Системы. Методы. Технологии. 2014. № 4. С. 38—42.

2. **Radnatarov V. G., Bokhoeva L. A., Rogov V. E.** Influence of forum antifrictional additive on engine wear in light vehicles // Russian Engineering Research. 2015. Т. 35. N. 6. С. 407—410.

3. **Трение** и износ материалов на основе полимеров / В. А. Белый, А. И. Свиреденок, М. И. Петракович и др. Минск: Наука и техника, 1976. 430 с.

4. **Погосян А. К.** Трение и износ наполненных полимерных материалов. М.: Наука, 1977. 137 с.

5. **Черский И. Н.** О критериях работоспособности и прогнозирования долговечности металлополимерных узлов трения // Трение и износ. 1980. Т. 1. № 6. С. 1021—1028.

6. **Рогов В. Е., Цыренова Г. Д., Черский И. Н.** Трибосинтез фторида свинца при трении фторопластовых свинецсодержащих композиций и его влияние на износостойкие свойства // Трение и износ. 2009. Т. 30. № 4. С. 390—395.

7. **Композиционные** материалы на основе политетрафторэтилена / Ю. К. Машков, З. Н. Овчар, В. И. Суриков, Л. Ф. Калистратова. М.: Машиностроение, 2005. 237 с.

8. **Размеры** и форма частиц ультрадисперсного политетрафторэтилена, полученного термогазодинамическим способом / В. М. Бузник, А. К. Цветников, Б. Ю. Шикунов, В. В. Полькин // Перспективные технологии. 2002. № 2. С. 69—72.

9. **Морфологическое** строение продуктов пиролиза ультрадисперсного политетрафторэтилена / В. Г. Курявый, А. К. Цветников, А. В. Горбунов, В. М. Бузник // Перспективные материалы. 2002. № 6. С. 71—74.

10. **http//www.forumshop.ru.**

11. **Исхакова Е. П.** Использование антифрикционных препаратов в промышленности // Вестник машиностроения. 2008. № 12. С. 30—34.

12. **http://old.febras.ru/innovation/otrasli/nov_materialy/3.html**

13. **Трение,** износ, смазка. Трибология и триботехника / А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер, Э. Д. Браун и др.: Под общ. ред. А. В. Чичинадзе и др. М.: Машиностроение, 2003. 576 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;
"Пресса России" — индекс **27841**;
"Почта России" — индекс **60264**.

УДК 621.9.025.728.78

М. Ю. ПОЛЯНЧИКОВА, канд. техн. наук, Ю. Н. ПОЛЯНЧИКОВ, д-р техн. наук, Д. В. КРАЙНЕВ, Н. И. ЕГОРОВ, кандидаты технических наук (Волгоградский ГТУ), e-mail: MUPolyan4ikova@yandex.ru

Особенности структуры и свойств твердосплавного инструмента, полученного ударным прессованием

Рассмотрено влияние технологии получения твердосплавного инструмента ударным прессованием и высокотемпературного спекания на плотность дислокаций в порошках карбида вольфрама и карбида титана.

Ключевые слова: твердосплавный инструмент, карбид вольфрама, ударное прессование, плотность дислокаций.

The influence of production technology of carbide-tipped tool by impact molding and high-temperature sintering on dislocation density in powders of tungsten carbide and titanium carbide is considered.

Keywords: carbide-tipped tool, tungsten carbide, impact molding, dislocation density.

Процессы резания металлов [1, 2] по механизму изнашивания режущего инструмента делятся на абразивные, абразивно-химические, адгезионные и диффузионные. Каждый вид резания имеет отличительные особенности, например определенный диапазон температуры резания. Для инструментальных материалов диапазон температур резания составляет 100÷1500 °С, при этом абразивное изнашивание происходит при температурах 100÷300 °С, а диффузионное — при температурах выше 900 °С [2].

Для повышения износостойкости режущего инструмента применяют различные способы: диффузионное насыщение режущей поверхности бором, хромом, азотом; термодиффузионное насыщение из твердой фазы; магнитную и магнитно-импульсную обработки; электроискровую обработку [2] и пр. При этом вакансионный механизм реализуемых процессов увеличивает период стойкости режущих инструментов.

Твердосплавный инструмент можно получить ударным прессованием [3, 4], что значительно повышает его режущие свойства и износостойкость.

Возникающая при резании пластическая деформация [2] сопровождается зарождением большого числа дислокаций и их перемещением в поле напряжений. Следовательно, работа, связанная с внешним нагружением режущего инструмента, преобразуется в потенциальную энергию перемещения дислокаций, названную в работе [5] скрытой энергией деформирования.

Порошки карбидов вольфрама и титана, используемые для изготовления инструмента, в исходном состоянии имеют плотность дислокаций $10^{14}\div10^{15}$ м$^{-2}$ [2]. Статическое прессование порошков с кобальтовой фазой обеспечивает ту же плотность дислокаций. При резании эти дефекты приводят к разрушению порошков карбидов, определяя их ресурс при разных условиях резания, — изменяются сила резания и температура в зоне контакта.

Твердосплавный инструмент, полученный ударным прессованием [4], имеет свои структурные особенности. При ударном прессовании плотность дислокаций значительно увеличивается, так как фронт ударной волны существенно искажает исходную кристаллическую решетку [6]. Рентгенографическими исследованиями установлено, что в результате ударного прессования плотность дислокаций в порошках карбида вольфрама составляет 10^{19} м$^{-2}$, а в титане — 10^{23} м$^{-2}$. При высокотемпературной обработке (температура 2200 °С в течение 3 ч) плотность дислокаций заметно уменьшается: в карбиде вольфрама до 10^{9} см$^{-2}$, в карбиде титана до 10^{12} м$^{-2}$. Данная термообработка увеличивает твердость порошков карбидов вольфрама и титана в среднем на 37 %.

Данные изменения в структуре карбидов после спекания и пропитки их жидким кобальтом повышают прочность и твердость карбидообразующих элементов твердого сплава, а следовательно, и значительно повышают износостойкость инструмента.

При испытаниях на режущую способность и износостойкость твердосплавного инструмента выполняли токарную обработку стали 12Х18Н10Т со скоростью резания 180 м/мин при глубине резания t = 1 мм и подаче S = 0,3 мм/об.

Повышение скорости резания на 20 % [7] и подачи на 60 % по сравнению с режимами резания стандартным инструментом из твердого сплава уменьшило износ испытуемого инструмента по задней грани на 0,2 мм, т. е. его износостойкость повысилась на 20 %.

УДК 669.715

А. Е. МИРОНОВ, канд. техн. наук, И. С. ГЕРШМАН, д-р техн. наук, Е. Г. КОТОВА, А. В. ОВЕЧКИН, Е. И. ГЕРШМАН, М. М. ЖЕЛЕЗНОВ, канд. техн. наук (АО "ВНИИЖТ", г. Москва), e-mail: isgershman@gmail.com

Свойства новых литейных алюминиевых антифрикционных сплавов[1]

Рассмотрены механические и антифрикционные свойства новых литейных сплавов. Проведено сравнение их свойств со свойствами литейной бронзы БрО4Ц4С17, широко применяемой на железнодорожном транспорте. Показано, что использование данных сплавов взамен бронзы приводит к повышению ресурсов подшипников скольжения и снижению их стоимости.

Ключевые слова: алюминиевые литейные антифрикционные сплавы, бронза, прочность, пластичность, ударная вязкость, твердость, прирабатываемость, задиростойкость, износостойкость.

The mechanical and antifriction properties of new cast alloys are considered. The comparison of their properties with the properties of "БрО4Ц4С17" cast bronze, widely used on railway transport, is performed. It is shown, that application of the subject alloys instead of the bronze leads to increase of sliding bearings life and decrease in their cost.

Keywords: aluminum cast antifriction alloys, bronze, strength, plasticity, toughness, hardness, running-in ability, score resistance, wear resistance.

Основная масса втулочных подшипников скольжения изготовляется методом литья из бронз и латуней [1, 2], но в настоящее время все большее распространение получают подшипники из алюминиевых сплавов [3]. Деталь из алюминия в 2,5—3 раза легче детали из меди, а 1 кг алюминиевого сплава в 2—2,5 раза дешевле сплава на основе меди. Кроме экономического эффекта замена меди алюминием способствует повышению безопасности работы, например, подвижного состава железнодорожного транспорта. Сплавы на основе меди в аварийной ситуации могут нагреваться до температуры выше температуры плавления. Известно [1, 2], что расплавленная медь является для стали поверхностно-активным веществом, резко снижающим поверхностное натяжение по границам зерен. В результате происходит разрушение таких ответственных деталей, как коленчатые валы дизелей тепловозов и моторные оси локомотивов. Переход на алюминиевые сплавы исключает возможность разрушения стальных деталей по эффекту Ребиндера [4].

Сейчас основным направлением применения алюминиевых сплавов [5—8] является разработка биметаллических подшипников, в которых алюминиевые сплавы обеспечивают высокие антифрикционные свойства поверхности трения, а стальной корпус — прочность и стабильность всей конструкции. Такие подшипники широко используются в качестве вкладышей коленчатого вала ДВС.

Однако существуют монометаллические подшипники, которые изготовляются из бронз и латуней. В работах [9—12] приведены результаты исследования новых литейных алюминиевых антифрикционных сплавов.

В настоящей работе на основании исследований, проведенных авторами, предложены антифрикционные литейные алюминиевые сплавы, предназначенные для замены бронз и латуней в монометаллических подшипниках скольжения.

Исследовали бронзу БрО4Ц4С17 и четыре экспериментальных алюминиевых сплава [13], отлитых в лабораторных условиях (табл. 1).

Сплав 1, легированный семью элементами, содержал небольшое количество мягкой структуры, среднелегированный твердый раствор и большое количество твердых выделений.

Сплав 2, легированный пятью элементами, содержал большое количество мягкой структуры и

[1] Работа выполнена при поддержке грантов Российского научного фонда: проект № 14-19-01033 (алюминиевые сплавы), проект № 15-19-00217 (бронза).

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 63)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Развитие** науки о резании металлов / В. Ф. Бобров, Г. И. Грановский, М. И. Ларин и др.; под ред. Н. Н. Зорева. М.: Машиностроение, 1967. 415 с.

2. **Солоненко В. Г., Зарецкий Г. А., Кривонос Е. А.** О единой теории изнашивания режущих инструментов // СТИН. 2007. № 4. С. 7—11.

3. **Полянчикова М. Ю., Полянчиков Ю. Н.** Работоспособность металлокерамических пластин, полученных ударным прессованием // Изв. ВолгГТУ. Сер. "Прогрессивные технологии в машиностроении". Вып. 10. Межвуз. сб. науч. статей. 2013. № 20 (123). С. 56—57.

4. **Пат. 2043870 Рос. Федерации:** МПК B 22 F 3/26, 3/08. Способ изготовления твердосплавного инструмента.

5. **Старков В. К.** Дислокационные представления о резании металлов. М.: Машиностроение, 1979. 160 с.

6. **Дерибас А. А.** Физика упрочнения и сварки взрывом. Новосибирск: Наука, 1980. 221 с.

7. **Повышение** эффективности процесса резания нержавеющих сталей при ведении обработки с опережающим пластическим деформированием: Монография. Эффективные технологии дорнования, протягивания и деформирующе-режущей обработки / Ю. Н. Полянчиков, Д. В. Крайнев, А. Р. Ингеманссон, П. А. Норченко. М.: Издательский дом Спектр, 2011. 327 с.

Таблица 1

Химический состав экспериментальных сплавов

Сплав	Содержание, % масс, в сплаве элементов										
	Sn	Pb	Cu	Si	Zn	Fe	Ti	Ni	Mn	Mg	Al
1	8,65	3,23	3,41	0,53	2,87	0,08	0,03	0,01	0,01	0,38	ост
2	10,97	2,59	3,86	0,06	2,63	0,07	0,01	0,01	—	—	ост
3	9,82	2,52	4,47	0,64	2,41	0,13	0,03	0,05	0,03	1,23	ост
4	9,59	3,15	4,85	0,06	4,39	0,09	0,02	—	0,03	0,31	ост

относительно небольшое количество твердых выделений.

Сплав 3, легированный семью элементами, содержал среднее количество мягкой структуры, высоколегированный твердый раствор и большое количество твердых выделений.

Сплав 4, легированный шестью элементами, содержал среднее количество мягкой структуры, среднелегированный твердый раствор и небольшое количество твердых выделений.

Образцы из этих сплавов и бронзы БрО4Ц4С17 использовали для определения механических свойств в литом состоянии (табл. 2) и антифрикционных свойств (табл. 3)

Механические свойства сплавов (предел прочности $\sigma_в$ и относительное удлинение δ) определяли растяжением цилиндрических образцов диаметром 6 мм на универсальной испытательной машине Schenck-100, твердость *HB* измеряли шариком диаметром 2,5 мм на твердомере ХПО-250, ударную вязкость (*KCU*) определяли на маятниковом копре VEB.

Антифрикционные свойства определяли по схеме колодка — ролик на машине трения СМЦ-2 при частоте вращения 500 мин$^{-1}$ на образцах диаметром 40 мм, изготовленных из осевой стали Ст50. В качестве колодки использовали образцы из исследуемых сплавов. Смазывание осуществляли капельным способом маслом М14В2. Прирабатываемость определяли по изменению площади контакта ролика с колодкой в зависимости от нагрузки и времени испытания. Нагрузку ступенчато повышали через каждые 10 мин. После испытаний на каждой ступени нагружения измеряли площадь контакта.

Испытания на задиростойкость проводили при повышении нагрузки на 137÷187 Н через каждые 10 мин. В течение всего периода испытаний непрерывно записывали момент трения $M_{тр}$, Н·м. За критерий задиростойкости пар трения принимали нагрузку *P*, Н, на образец, которая на момент задира приводила к скачкообразному повышению момента трения $M_{тр}$, или нагрузку, при которой начинало дымиться масло.

Износ определяли по разности массы ролика и колодки до испытаний и после 40 ч трения при постоянных нагрузке, частоте вращения вала и подаче масла в зону трения. Перед испытаниями каждая пара образцов прирабатывалась в течение 30 мин до достижения площади контакта не менее 90÷95 % от номинальной. Массы ролика и колодки после приработки принимали как начальную массу, а после 40 ч испытаний — как окончательную массу, по разности которых взвешиванием на электронных лабораторных весах VIBRA HTR-220CE определяли износ стали и сплава для каждой пары трения.

Каждую пару трения испытывали по 3 раза для определения каждого антифрикционного свойства.

Результаты испытаний (см. табл. 2) показали, что прочность всех экспериментальных алюминиевых сплавов на 4÷29 % больше прочности бронзы БрО4Ц4С17, но их пластичность меньше. Твердость сплавов может быть как больше, так и меньше твердости бронзы; то же можно сказать и про ударную вязкость, которая характеризует работу зарождения и развития трещин.

Представляет интерес связь механических и антифрикционных свойств (см. табл. 3). Алюминиевые сплавы превосходят бронзу по прирабатывае-

Таблица 2

Механические свойства экспериментальных сплавов и бронзы

Свойство	Бронза	Сплав 1	Сплав 2	Сплав 3	Сплав 4
$\sigma_в$, МПа	148	168	151	162	187
δ, %	8,8	4,4	9,3	0,4	2,0
HB	65	59	56	77	65
KCU, кДж/м^2	40	71	119	28	50

Таблица 3

Антифрикционные свойства экспериментальных сплавов и бронзы

Свойство	Бронза	Сплав 1	Сплав 2	Сплав 3	Сплав 4
Прирабатываемость (площадь контакта при нагрузке 1058 Н)	39,2	50,0	49,8	57,8	42,8
Задиростойкость (нагрузка задира, Н)	1081	2407	1605	2832	2107
Износ после 40 ч трения, мг:					
сплава	2,7	2,4	1,2	0,7	2,1
стали	4,0	2,4	0,6	0,7	1,5

мости, задиростойкости и износостойкости, а также меньше изнашивают стальное контртело.

При этом можно отметить, что наиболее прочный сплав 4 имеет худшую прирабатываемость, небольшую задиростойкость и существенный износ при среднем износе стали. Поскольку сплав отличается небольшим содержанием твердых включений, то можно сделать вывод о целесообразности их увеличения.

Сплав 3 имеет наилучшие антифрикционные свойства — максимальные прирабатываемость и задиростойкость, минимальный суммарный износ стали и сплава, при этом он не самый прочный, имеет минимальные пластичность и ударную вязкость при максимальной твердости. Это свойство связано главным образом с высокой легированностью твердого раствора и большим количеством твердых включений, что оказалось важнее количества мягкой антифрикционной структурной составляющей.

Сплав 2, имеющий минимальные прочность и твердость при максимальных пластичности и ударной вязкости, показал недостаточную прирабатываемость и наименьшую задиростойкость. При этом он минимально изнашивает стальное контртело и мало изнашивается сам. Следовательно, большое количество мягкой структурной составляющей при недостаточных легированности твердого раствора и количестве твердых включений не гарантирует оптимальные механические и антифрикционные свойства, хотя и в этом случае алюминиевый сплав предпочтительнее бронзы.

Сплав 1 имеет самые средние механические свойства из всех опытных алюминиевых сплавов. По сравнению с бронзой он более прочен, но имеет более низкие пластичность, твердость и ударную вязкость. По износостойкости превосходит бронзу, но уступает остальным опытным сплавам. Он имеет повышенные прирабатываемость и задиростойкость. Относительно невысокую износостойкость можно объяснить низким содержанием мягкой структурной составляющей. Большое количество твердых включений даже при минимуме мягкой фазы обеспечивает удовлетворительные прирабатываемость и задиростойкость.

Проведенные исследования показали, что комплексное легирование алюминиевых сплавов позволяет широко варьировать их механические и антифрикционные свойства. При этом прочностные и антифрикционные свойства экспериментальных сплавов превосходят свойства литейной бронзы БрО4Ц4С17. Кроме того, можно выбирать комплекс свойств, необходимых для эксплуатации конкретной детали, путем обоснованного легирования алюминия для оптимального сочетания количества мягкой фазы, твердых включений и упрочнения твердого раствора.

Выводы

1. Показана возможность замены бронз алюминиевыми сплавами при изготовлении монометаллических литых подшипников скольжения.

2. Предлагаемые алюминиевые сплавы превосходят бронзу БрО4Ц4С17 по прочности, прирабатываемости, задиростойкости, износостойкости.

3. Возможно варьирование пластичности, твердости и ударной вязкости алюминиевых сплавов в широком диапазоне.

4. Показано влияние комплексного легирования на свойства алюминиевых сплавов.

5. Теоретически обоснована возможность выбора свойств антифрикционного алюминиевого сплава путем оптимизации соотношения мягкой фазы, твердых включений и степени упрочнения твердого раствора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Буше Н. А.** Подшипниковые сплавы для подвижного состава. М.: Транспорт, 1967. 256 с.
2. **Буше Н. А.** Трение, износ и усталость в машинах. Транспортная техника. М.: Транспорт, 1987. 132 с.
3. **Буше Н. А.** Подшипники из алюминиевых сплавов. М.: Транспорт, 1974. 222 с.
4. **Ребиндер П. А., Лихтман В. Н., Масленников В. В.** Облегчение деформации металлических монокристаллов под влиянием адсорбции поверхностно-активных веществ // Докл. АН СССР. 1941. Т. 32. № 2. С. 125.
5. **Prasada Rao A. K.** Nucleation in Al Alloys Processed by MCDC Casting // J. Mater. Eng. And Perform. 2015. 24. N. 6. P. 2219—2224.
6. **Gorny M., Sikora G.** Effect of Titanium Addition and Cooling on Primary α (Al) Grains and Tensile Properties of Al—Cu Alloy // J. Mater. Eng. And Perform. 2015. 24. N. 3. P. 1150—1156.
7. **Effects** of zinc adding in the alloys Al—Mg—Si—Cu in their microstructure and mechanical properties / Ling-yong Cao, Yuan-hua Cai, Hua Cui, Ji-Shan Zhahg. // Beijing Keji daxue xuebao. = J.Univ. Sei. And Technal — Beijing. 2013. 35. N. 8. P. 1040—1045.
8. **Mittal R., Tomar A., Singh D.** Wear Behavior of Dish Shape Spray Formed Al—Si—Pb Alloys // Submitted June 21, 2013, in revised form October 11.2013. published online November 27. 2013.
9. **Карачарова Е. Г., Миронов А. Е.** Антифрикционные сплавы с повышенными свойствами // Литейное производство. 2011. № 10. С. 11—13.
10. **Исследование** микроструктуры и механических свойств экспериментальных антифрикционных сплавов (для монометаллических подшипников) / Е. Г. Котова, И. И. Курбаткин, А. Е. Миронов, И. С. Гершман // Цветные металлы. 2013. № 5. С. 66—73.
11. **Comparison** of Scoring Resistance of New Antifriction Aluminum Alloys and Tradition al Antifriction Bronze / A. E. Mironov, I. S. Gershman, A. V. Ovechkin, E. I. Gershman // Journal of Friction and Wear. 2015. V. 36. N. 3. P. 257—261.
12. **Взаимосвязь** прирабатываемости бронз и алюминиевых антифрикционных сплавов с их механическими свойствами и степенью легированности / А. Е. Миронов, И. С. Гершман, А. В. Овечкин, Е. И. Гершман // Трение и износ. 2016. Т. 37. № 1. С. 31—35.
13. **Пат. 2571665 Рос Федерация.** Литейный антифрикционный сплав на основе алюминия для монометаллических подшипников скольжения и способ его изготовления.

УДК 532.5:621.89

Н. Л. ВЕЛИКАНОВ (БФУ им. И. Канта, г. Калининград), В. А. НАУМОВ (Калининградский ГТУ),
С. И. КОРЯГИН, доктора технических наук (БФУ им. И. Канта, г. Калининград), e-mail: monolit8@yandex.ru

Осаждение несферических частиц примеси в смазывающих жидкостях

Рассмотрена гидромеханика осаждения несферических твердых частиц примеси в индустриальных маслах.

Ключевые слова: осаждение несферических частиц, гидродинамическое сопротивление, индустриальное масло.

The hydromechanics of deposition of non-spherical particles of an admixture in industrial oils is considered.

Keywords: deposition of non-spherical particles, hydrodynamic resistance, industrial oil.

Многочисленные опыты показали, что гидродинамическое сопротивление твердых частиц неправильной формы выше сопротивления шарообразных частиц того же объема, при том что гидродинамическое сопротивление отдельной несферической частицы может быть меньше шарообразной частицы, например, если вытянутая частица движется поступательно в направлении, совпадающем с ее наибольшим размером. Решая практические задачи, в частности исследование процесса осаждения несферических частиц примеси в индустриальном масле, будем полагать, что положение частицы неправильной формы относительно направления ее поступательного движения является случайным [1—11].

Установившуюся скорость v осаждения можно найти из нелинейного уравнения, не имеющего аналитического решения в общем случае [1—11]:

$$v = \sqrt{\frac{4g\delta(1-\lambda)}{3\lambda C_R}}, \qquad (1)$$

Таблица 1

Содержание минеральных загрязнений (примесей) в нефти

Оксид (формула)	Содержание, % масс.
Кремния (SiO_2)	5,40÷60,50
Железа (Fe_2O_3)	7,70÷48,90
Алюминия (Al_2O_3)	7,50÷38,80
Натрия (Na_2O)	0,80÷12,40
Кальция (CaO)	1,00÷11,00
Никеля (NiO)	0,03÷4,30
Магния (MgO)	0,80÷4,26
Марганца (MnO_2)	0,16÷0,45
Ванадия (V_2O_5)	0,00÷5,00
Калия (K_2O)	0,00÷1,80
Лития (Li_2O)	0,00÷0,14

где g — ускорение свободного падения; δ — диаметр частицы; $\lambda = \rho_f/\rho_p$ (ρ_p и ρ_f — плотности соответственно частицы и жидкости); C_R — коэффициент гидродинамического сопротивления.

При решении уравнения (1) численным методом используем зависимости [3]

$$C_R = \Gamma C_R^{\text{o}};$$

$$\Gamma = \begin{cases} \Gamma_1(\xi) \text{ при } \mathrm{Re} < 0{,}2; \\ \Gamma_3(\xi, \mathrm{Re}) \text{ при } 0{,}2 \le \mathrm{Re} \le 1162; \\ \Gamma_2(\xi) \text{ при } \mathrm{Re} > 1162. \end{cases} \qquad (2)$$

$$\left.\begin{aligned} \Gamma_1(\xi) &= 1 + 0{,}348(\xi - 1); \\ \Gamma_2(\xi) &= 10 - 9/\xi. \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

$$\Gamma_3 = \Gamma_1(\xi) + [\Gamma_1(\xi) - \Gamma_1(\xi)]\left(\frac{\mathrm{Re} - 0{,}2}{1162{,}8}\right)^{0{,}44}. \qquad (4)$$

Здесь C_R^{o} — коэффициент гидродинамического сопротивления для сферической частицы такого же объема; $\xi = S/S_0$ — коэффициент формы (несферичности); $S_0 = (36\pi V^2)^{1/3}$ — площадь поверхности сферической частицы такого же объема, где S и V — площадь поверхности и объем произвольной частицы; Re — число Рейнольдса.

Из данных табл. 1, в которой приведено содержание минеральных загрязнений в нефти [12], видно, что основными компонентами являются оксиды кремния (кварц), алюминия (корунд) и железа (гематит).

Частицы, содержащиеся в примесях нефти, имеют разные плотности [13], г/см^3: кварца — 2,6÷2,7; корунда — 3,9÷4,1; гематита — 5,242÷6,5.

Твердость таких минеральных механических примесей, как кварц и корунд, значительно превышает твердость большинства конструкционных материалов (табл. 2), а твердость гематита сопоставима с твердостью некоторых конструкционных материалов.

Для жидких индустриальных смазочных материалов в 1975 г. введен стандарт ISO 3488, в соответствии с которым промышленные масла по вязкости делятся на 18 классов (табл. 3). В данной классификации не оценивается качество смазочного материала. Кроме того, кинематическая вязкость приводится только при температуре 40 °С, а при других температурах данный показатель может иметь другое значение и зависит от ряда факторов.

Расчетами установлено, что скорости осаждения несферических частиц гематита зависят от вязкости масла и могут различаться в сотни раз (рис. 1), а вязкости индустриальных масел по-разному зависят от температуры. На рис. 2 приведены зависимости кинематической вязкости ν синтетических индустриальных масел Shell Omala S4 GX от температуры при атмосферном давлении, на основании которых были рассчитаны скорости осаждения несферических частиц примесей в индустриальных маслах при различных температурах (от 0 до 100 °С).

Таблица 2

Твердости некоторых минералов и металлов [13, 14]

Материал	Твердость по Моосу, баллы	Твердость по Бринелю, Н/мм^2
Тальк	1	Н.д.
Алюминий	2,9	16÷26
Медь	3	28÷41
Железо	4	55÷80
Сталь	Н.д.	105÷600
Гематит (Fe_2O_3)	5,2	Н.д.
Молибден	5,5	137÷200
Титан	6	90÷370
Ванадий	7	110÷120
Кварц (SiO_2)	7	Н.д.
Вольфрам	7,5	200÷350
Топаз	8	Н.д.
Хром	8,5	70÷130
Корунд (Al_2O_3)	9	Н.д.
Алмаз	10	Н.д.

Таблица 3

Классификация индустриальных смазочных материалов по вязкости при температуре 40 °С

Класс вязкости по ISO	Средняя кинематическая вязкость, мм^2/с	Диапазон значений, мм^2/с
2	2,2	1,98÷2,42
VG 3	3,2	2,88÷3,52
VG 5	4,6	4,14÷5,06
VG 7	6,8	6,12÷7,48
VG 10	10	9÷11
VG 15	15	13,5÷16,5
VG 22	22	19,8÷24,2
VG 32	32	28,8÷35,2
VG 48	46	41,4÷50,6
VG 68	68	61,2÷74,8
VG 100	100	90÷110
VG 150	150	135÷165
VG 220	220	198÷242
VG 320	320	288÷352
VG 460	460	414÷506
VG 680	680	612÷748
VG 1000	1000	900÷1100
VG 1500	1500	1350÷1650

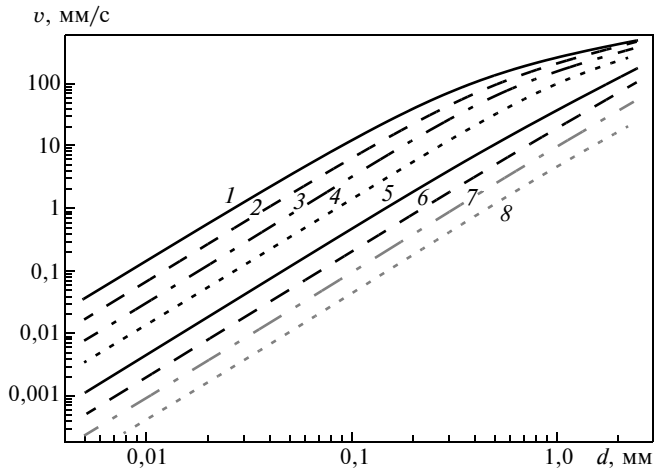


Рис. 1. Зависимости скорости *v* осаждения при температуре 40 °С окатанных частиц (ξ = 1,17) гематита от их диаметра *d* в смазочных материалах и их вязкости по классификации ISO:
1 — VG 2; *2* — VG 5; *3* — VG 10; *4* — VG 22; *5* — VG 68; *6* — VG 150; *7* — VG 320; *8* — VG 680

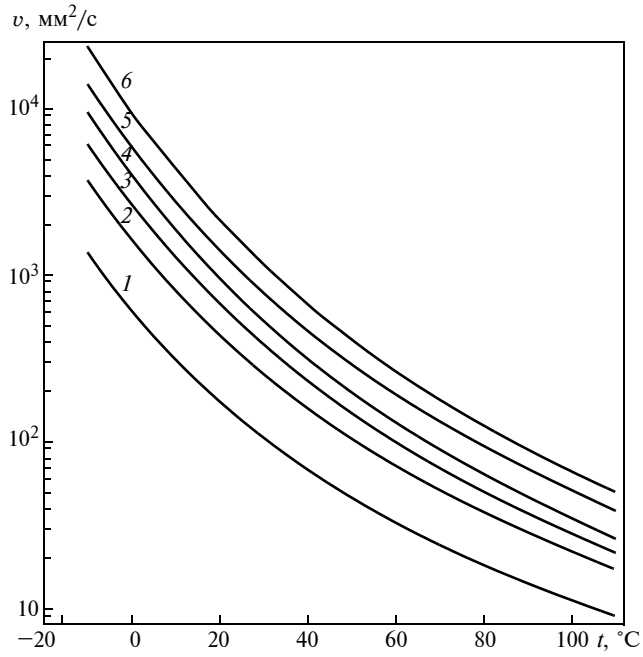


Рис. 2. Изменение кинематической вязкости ν смазочных материалов Shell Omala S4 GX по классификации ISO в зависимости от температуры *t* при атмосферном давлении [15]:
1 — VG 68; *2* — VG 150; *3* — VG 220; *4* — VG 320; *5* — VG 460; *6* — VG 680

На рис. 3 представлены расчетные зависимости скорости *v* осаждения частиц гематита с коэффициентом формы ξ = 1,17 в индустриальном масле ISO VG 68 при атмосферном давлении от их диаметра.

Зависимости, представленные на рис. 4 и 5, показывают влияние коэффициента ξ формы частиц гематита на скорость установившегося осаждения

и число Рейнольдса Re в индустриальном масле. Скорость осаждения частиц при $\xi = 2{,}5$ на 80 % меньше, чем у сферических частиц.

Такие частицы, как кварц, корунд, гематит и сталь, отличаются по плотности. На рис. 6 и 7 показано влияние плотности несферических частиц на скорость установившегося осаждения в индустриальном масле. Скорость осаждения стальных частиц ($\xi = 2{,}5$) в 2 раза больше, чем частиц корунда, при прочих равных условиях.

Процесс осаждения может быть ламинарным ($\mathrm{Re} \le 1 \div 2$), переходным ($1 \div 2 \le \mathrm{Re} < 500$) и турбулентным ($\mathrm{Re} \ge 500$) [1—3].

Нередко для частиц примеси индустриального масла принимают линейный закон гидродинамического сопротивления, однако линейный закон можно применять только при небольших числах Рейнольдса [2] ($\mathrm{Re} < 1 \div 2$), т. е. при ламинарном осаждении. Анализ зависимостей, представленных на рис. 5 и 7, показал, что указанные величины чисел Рейнольдса характерны для движения только

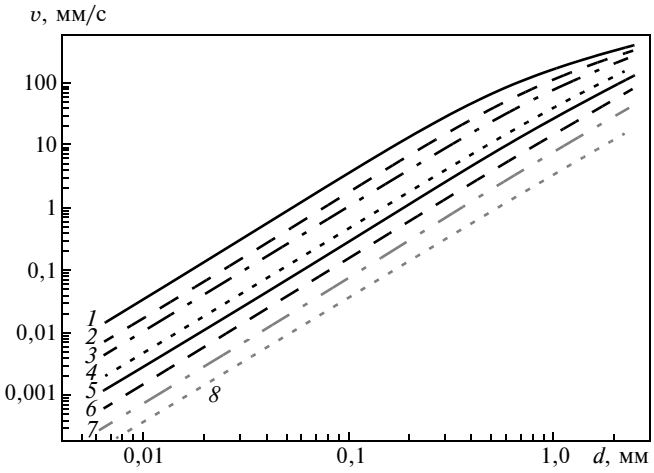


Рис. 3. Зависимости скорости *v* осаждения частиц гематита с коэффициентом формы $\xi = 1{,}17$ в индустриальном масле ISO VG 68 от их диаметра *d* при температурах *t* = 0 (*1*); 10 (*2*); 20 (*3*); 30 (*4*); 40 (*5*); 60 (*6*); 80 (*7*); 100 (*8*)

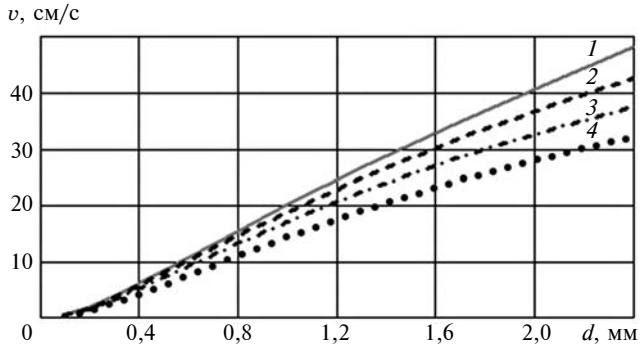


Рис. 4. Зависимости скорости *v* осаждения несферичности частиц гематита от их диаметра *d* в индустриальном масле ISO VG 7 при температуре 40 °С и коэффициенте формы $\xi = 1{,}0$ (*1*); 1,2 (*2*); 1,6 (*3*); 2,5 (*4*)

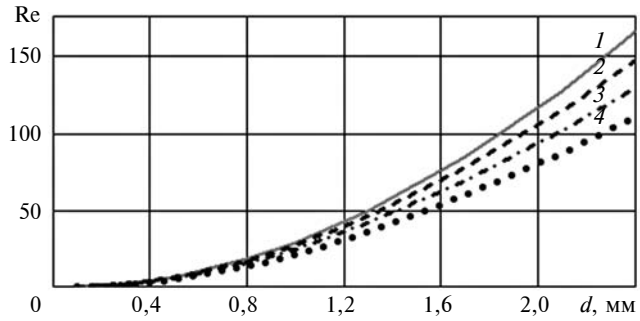


Рис. 5. Изменение числа Рейнольдса Re для индустриального масла ISO VG 7 в зависимости от диаметра *d* частиц гематита при температуре 40 °С и $\xi = 1{,}0$ (*1*); 1,2 (*2*); 1,6 (*3*); 2,5 (*4*)

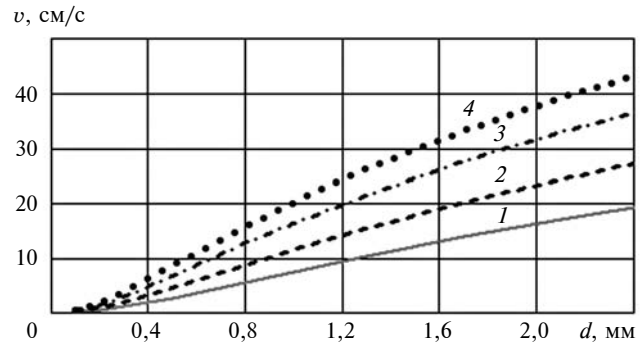


Рис. 6. Зависимости скорости *v* осаждения несферических частиц кварца (*1*), корунда (*2*), гематита (*3*) и стали (*4*) в индустриальном масле ISO VG 7 при $\xi = 1{,}5$ и температуре 40 °С

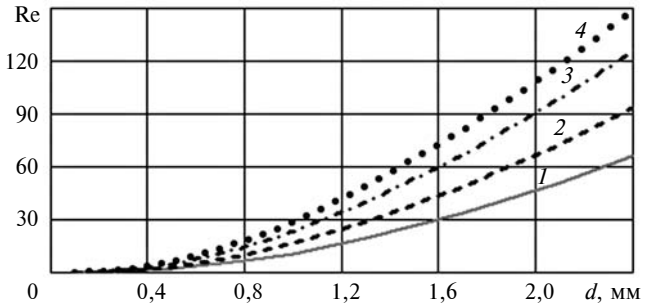


Рис. 7. Изменение числа Рейнольдса Re для индустриального масла ISO VG 7 от диаметра *d* несферических частиц кварца (*1*), корунда (*2*), гематита (*3*) и стали (*4*) при $\xi = 1{,}5$ и температуре 40 °С

небольших и малоинерционных частиц. Для прочих частиц примесей справедлив закон гидродинамического сопротивления переходной области (переходное осаждение).

Возникает вопрос, какая допускается погрешность, если делается предположение, что частица примеси с самого начала осаждается с установившейся скоростью. Результаты решения дифференциального уравнения гравитационного осаждения частиц в индустриальном масле представлены на рис. 8 и 9 (где z — координата от начала движения частицы вертикально вниз), анализ которых пока-

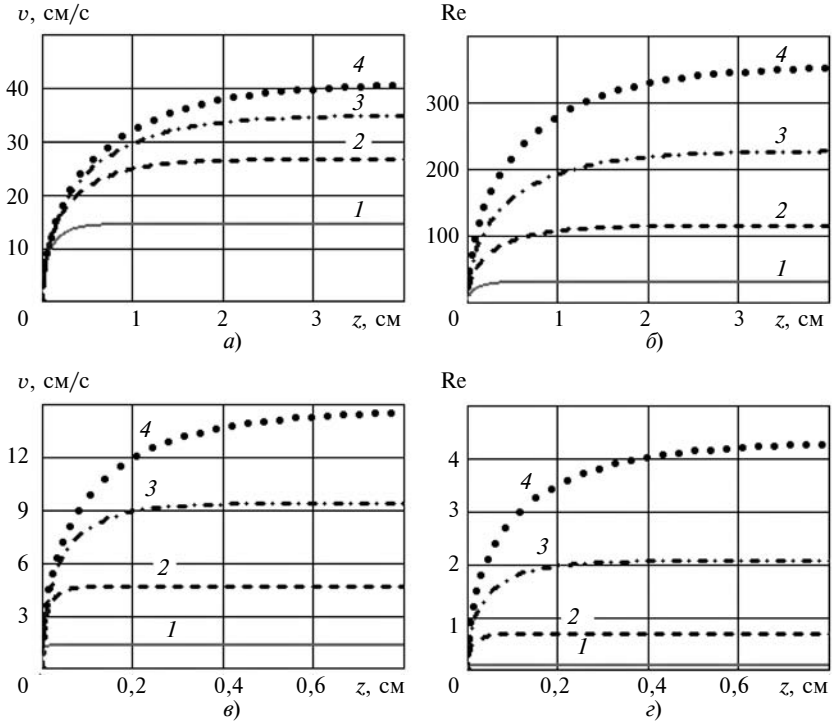


Рис. 8. Зависимости скорости *v* осаждения несферических стальных частиц с коэффициентом формы ξ = 1,6 (*а*, *в*) и изменение числа Рейнольдса Re (*б*, *г*) для индустриальных масел ISO VG 2 (*а*, *б*) и ISO VG 68 (*в*, *г*) при температуре 40 °С от параметра *z* для частиц диаметрами *d* = 0,5 (*1*); 1,0 (*2*); 1,5 (*3*); 2,0 мм (*4*)

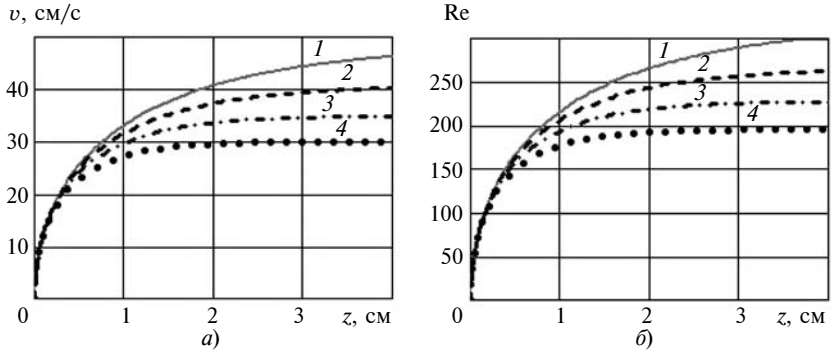


Рис. 9. Зависимости скорости *v* осаждения несферических стальных частиц диаметром *d* = 1,5 мм (*а*) и изменение числа Рейнольдса Re (*б*) в индустриальном масле ISO VG 2 от параметра *z* при температуре 40 °С и ξ = 1,0 (*1*); 1,2 (*2*); 1,6 (*3*); 2,5 (*4*)

зал, что разгонным участком можно пренебречь для стальных частиц размером 0,5 мм, если толщина слоя превышает 1 см, а для частиц размером 2 мм, если толщина слоя превышает 4 см.

В индустриальном масле ISO VG 2 при температуре 40 °С наблюдается переходное осаждение. В индустриальном масле ISO VG 68 при температуре 40 °С имеет место ламинарное (Re < 1÷2) осаждение несферических стальных частиц, если их размер не превышает 1,5 мм (см. рис. 8, *г*).

Таким образом, установлено, что частицы примеси в СОЖ могут не сразу осаждаться с установившейся скоростью. Так, в индустриальном масле при осаждении стальных частиц размером 0,5 и 2 мм наблюдается разгонный участок. Это необходимо учитывать. В противном случае при гравитационной очистке масел количество механических примесей будет превышать допустимое значение, что приведет к нарушению течения масла между трущимися поверхностями, нагреванию узла и повышенному изнашиванию сопряженных деталей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Crowe C. T., Sommerfeld M., Tsuji Y.** Multiphase Flows with Droplets and Particles. Florida: CRC Press, 1998. 471 p.
2. **Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И.** Моделирование форм твердых частиц, перемещаемых гидротранспортом // Вестник машиностроения. 2014. № 4. С. 50—52.
3. **Великанов Н. Л., Наумов В. А.** Взвешенные частицы в водотоке и их осаждение // Вода: химия, экология. 2014. № 2. С. 114—119.
4. **Ahmadi G.** Drag Force and Drag Coefficient // Clarkson University. Turbulence & Multiphase Fluid Flow Laboratory. URL: http://web2.clarkson.edu/projects/crcd/me537.
5. **Ganser G. H.** A rational approach to drag prediction of spherical and nonspherical particles // Powder Technology. 1993. V. 77. P. 143—152.
6. **Haider A., Levenspiel O.** Drag coefficient and therminal velocity of spherical and nonspherical particles // Powder Technology. 1989. V. 58. P. 63—70.
7. **Holzer A., Sommerfeld M.** New simple correlation formula for the drag coefficient of nonspherical particles // Powder Technology. 2008. V. 184 (3). P. 361—365.
8. **Leith D.** Drag on nonspherical objects // Aerosol science and technology. 1987. V. 6. P. 153—161.
9. **Великанов Н. Л., Наумов В. А., Примак Л. В.** Осаждение частиц взвесей в воде // Механизация строительства. 2013. № 7. С. 44—48.
10. **Великанов Н. Л., Наумов В. А., Космодамианский А. С.** Моделирование осаждения твердых частиц в пульпопроводе // Наука и техника транспорта. 2011. № 2. С. 69—78.
11. **Тимошенко А. Н., Коняев Е. А.** Анализ и математическое моделирование процесса отстаивания механических примесей в топливе // Научный вестник ГосНИИ ГА. 2011. № 1. С. 67—70.
12. **Добрянский А. Ф.** Химия нефти. Л.: Гостоптехиздат, 1961. 224 с.
13. **Кривовичев В. Г.** Минералогический словарь. СПб.: Изд-во СПб ун-та, 2008. 556 с.
14. **Машиностроительные** материалы. Краткий справочник / В. М. Раскатов, В. С. Чуенков, Н. Ф. Бессонова, Д. А. Вейс. М.: Машиностроение, 1980. 511 с.
15. **Шелл** в России. URL: http://lubematch.shell.com.ru/ru/ru/browse/ industrial

УДК 539.3

Г. Ж. САХВАДЗЕ, д-р техн. наук, М. С. ПУГАЧЕВ (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
О. Г. КИКВИДЗЕ, д-р техн. наук (Государственный университет им. Ак. Церетели, г. Кутаиси, Грузия),
e-mail: sakhvadze@mail.ru

Технология двусторонней лазерно-ударно-волновой обработки материалов[1]

Рассматриваются основы технологии двусторонней лазерно-ударно-волновой обработки (ДЛУВО) материалов и ее отличия от односторонней ЛУВО. На примере конечно-элементной модели исследуются поля остаточных напряжений в тонкостенной пластине из сплава ВТ-6 при использовании ДЛУВО. Анализируются особенности распределения микротвердости поверхности.

Ключевые слова: материал, ДЛУВО, конечно-элементное моделирование, остаточные напряжения, микротвердость.

The basics of technology of two-sided laser-impact-wave processing (TSLIWP) of materials and its differences from one-sided LIWP are considered. On the example of a finite element model the fields of residual stresses in a thin plate from "BT-6" alloy at application of TSLIWP are studied. The features of microhardness distribution on a surface are analyzed.

Keywords: material, TSLIWP, finite element modeling, residual stresses, microhardness.

Остаточные напряжения (ОН) в материалах образуются, как правило, в результате локальных пластических деформаций или вследствие рекристаллизации материала, а также в наиболее нагруженных зонах несущих элементов, при контактных воздействиях, сварке, наплавке, механическом и термомеханическом упрочнении [1]. Известно, что сжимающие остаточные напряжения (СОН) существенно повышают усталостную прочность материалов, в то время как растягивающие остаточные напряжения (РОН) снижают ее. Для повышения остаточного ресурса материалов и конструкций в поверхностных слоях создают СОН, используя дробеструйную и ультразвуковую обработку, обкатку, холодную прокатку и др.

Лазерно-ударно-волновая обработка (ЛУВО) является инновационной упрочняющей технологией модифицирования, при которой обрабатываемая поверхность сканируется импульсным лазерным излучением и под воздействием мощных ударных волн СОН продвигаются вглубь приповерхностного слоя [2]. По сравнению с другими упрочняющими технологиями при ЛУВО увеличивается глубина распространения СОН в материале в результате значительного уменьшения дефектов как в самом поверхностном слое, так и в приповерхностной области. При этом создается мощный и устойчивый барьер для инициирования новых и роста существующих трещин, что в свою очередь заметно повышает усталостную прочность материала.

Для получения более полной информации об особенностях возникновения полей ОН при ЛУВО провели много теоретических и экспериментальных исследований, но почти во всех использовали традиционную технологию одностороннего лазерно-ударно-волнового воздействия (ОЛУВВ) и исследовали, как правило, толстостенные конструкции. Применение этой технологии к тонкостенным конструкциям может привести к их большим деформациям и даже разрушению в результате большой неуравновешенности сил, возникающих при ЛУВО. Поэтому для обработки тонкостенных конструкций, например краев лопаток авиационных двигателей, следует использовать технологию двусторонней лазерно-ударно-волновой обработки (ДЛУВО), которая существенно повышает сопротивляемость материала лопаток сильным внешним воздействиям, например повреждениям посторонними предметами. При ДЛУВО лазерный импульс делится на два одинаковых импульса, одновременно воздействующих на обе стороны тонкостенной конструкции. Взаимодействие ударных волн, распространяющихся навстречу друг другу, снижает вероятность возникновения больших деформаций.

До недавнего времени ОН, возникающие при ДЛУВО, оставались мало изученными. В работе [3] предприняли попытку исследовать ОН при ДЛУВО с помощью МКЭ (в пакете ABAQUS). В работе [4] провели моделирование динамических напряжений, возникающих при разных режимах ДЛУВО, и впервые обнаружили, что в срединной поверхности исследуемых образцов кроме СОН возникают и РОН. Следовательно, актуальным остается дальнейшее исследование особенностей распределения СОН при ДЛУВО. Кроме того, нет работ, раскрывающих фундаментальные основы возникновения полей ОН в тонкостенных конструкциях при ДЛУВО. Их всестороннее изучение позволит усо-

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках Федеральной целевой программы "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014—2020 годы". Соглашение о предоставлении субсидии № 14.607.21.0040 от 22.07.2014 г., проект RFMEFI60714X0040.

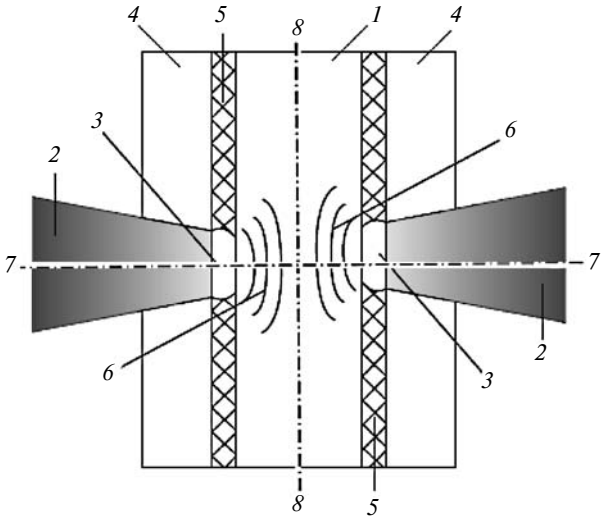


Рис. 1. Принципиальная схема технологии ДЛУВО для тонкостенных конструкций:

1 — исследуемый образец; *2* — лазерный импульс; *3* — плазма; *4* и *5* — прозрачный и непрозрачный слои; *6* — ударная волна; *7* и *8* — оси лазерного луча и срединной поверхности образца

вершенствовать эту технологию для практического применения.

Принципиальная схема ДЛУВО приведена на рис. 1. Обрабатываемые поверхности тонкостенной конструкции, подвергающиеся лазерно-ударно-волновому воздействию, предварительно покрывают абляционным слоем (как правило, это алюминиевая фольга или черная краска), который защищает их от повреждений при действии мощных лазерных импульсов. Кроме того, каждую поверхность покрывают прозрачным слоем (стекло или водяная завеса), который усиливает пиковое давление в ударной волне и продлевает время ее действия. Мощный и очень короткий импульс лазера разделяется призмой на два одинаковых импульса, которые проходят через прозрачный слой независимо друг от друга и попадают на поверхность абляционного материала. Его верхний слой испаряется почти мгновенно (≈1 мкм за 1 удар); образовавшийся пар поглощает оставшуюся часть энергии лазера, нагревается, ионизируется и быстро превращается в плазму высокого давления. Вследствие ограниченного влияния прозрачного слоя давление в плазме многократно увеличивается (до нескольких гигапаскалей), превращаясь в ударные волны, которые одновременно начинают распространяться от поверхностей в глубь исследуемого материала, сжимая его с двух сторон. В результате в материале возникают волны напряжений, которые также распространяются вглубь. Когда пиковое давление в волнах напряжений достигнет динамического предела текучести материала, прилегающая к ударной волне область начнет пластически деформироваться, а окружающий эту область материал будет испытывать упругое сжатие. После разгрузки (окончания действия ударной волны) упруго сжатая область материала, стремясь вернуться в исходное состояние, будет сдерживаться возникшей пластической деформацией. Таким образом, пластически деформируемая область материала подвергается действию СОН, а нижележащие слои будут испытывать действие РОН, т. е. уравновешивать друг друга при отсутствии внешних воздействй. Ввиду симметричности внешних нагрузок и всей геометрии конструкции поля ОН также будут симметричными.

Поведение материалов при использовании традиционной технологии — односторонней ЛУВО, с применением конечно-элементных пакетов (в основном ABAQUS, LS-DYNA и ANSYS) исследовали в работах [5—8]. В наших исследованиях для анализа ОН при ДЛУВО сначала выполнили динамический анализ МКЭ с использованием пакета LS-DYNA, затем статический анализ в пакете ANSYS. На первом шаге анализировали динамический отклик материала на ЛУВО в LS-DYNA, в частности, изучали процессы распространения и взаимодействия ударных волн, определяли динамические напряжения в разные моменты времени. Полученные данные далее передавали в пакет ANSYS для статического анализа, после которого получили окончательное распределение ОН в равновесном состоянии. При многократном применении технологии ДЛУВО с теми же параметрами воздействия и на том же самом месте сгенерированные после первого воздействия ОН остаются в материале и используются как начальные напряжения для второго воздействия и т. д. После нескольких аналогичных итераций получили окончательное поле ОН (в наших исследованиях применяли до пяти воздействий).

Конечно-элементное моделирование проводили с использованием программных комплексов ANSYS (номер лицензии 660578) и LS-DYNA (номер лицензии 10312012). Чтобы избежать больших сложных вычислений в быстро протекающей динамической задаче, использовали симметричную конечно-элементную модель размерностью $4R \times 4R \times 2R$, где R — радиус лазерного пятна (в нашем примере R = 3 мм) (рис. 2). Размеры конечного элемента $R/l_{xy} = 10$, $R/l_z = 20$, где l_{xy} — длина конечного элемента вдоль осей x и y; l_z — длина вдоль оси z. Шаг по времени — Δt = 0,22 нс. Для моделирования отклика материала при ДЛУВО использовали трехмерный конечный элемент (КЭ) типа C3D8R, представляющий собой восьмиузловое сплошное твердое тело. Исследуемые образцы из титанового сплава ВТ-6 размерами 30 × 30 мм (длина × ширина) имели толщину от 1 до 5 мм

(с целью исследовать влияние толщины пластины на полученное поле ОН). Результаты анализа зависят от выбора плотности конечно-элементной сетки [7, 8]. Более плотные сетки дают более точные результаты, но требуют больших вычислительных мощностей. Поэтому выбор оптимальной плотности сетки позволил, с одной стороны, изучить механические эффекты с требуемой точностью, с другой — сэкономить на вычислениях. Для этого в центральной части образца (область действия ДЛУВО) на свободных поверхностях (в плоскости *xy*) в зоне размерами 6×6 мм выбрали элементы длиной 0,05 мм, в других частях — длиной 0,2 мм; по оси *z* длина элемента также составила 0,05 мм. Число всех элементов в выбранной конечно-элементной модели составило 3 456 000. Края *2* были полностью защемлены (см. рис. 2).

При моделировании ДЛУВО диаметр лазерного пятна составлял 3 мм. Лазерный импульс имел гауссовскую форму, длительность импульса — 16 нс. Выходная мощность лазера варьировалась, соответственно менялись плотность мощности лазерного излучения и пиковое давление в ударной волне [9].

Рассмотрим процесс генерации давления в ударной волне подробнее. Принимаем, что плазма является идеальным газом с корректирующим коэффициентом α, характеризующим отношение термической энергии к внутренней энергии ($\alpha = 1$ для идеального газа), и учитываем процессы нагревания, адиабатического охлаждения и заключительного расширения.

Процесс раскрытия поверхности раздела можно выразить формулой Гюгонио [10]:

$$\frac{\mathrm{d}L(t)}{\mathrm{d}t} = \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right)p(t) = \frac{2}{Z}p(t).$$

Здесь $L(t) = \int\limits_0^t [u_1(t) + u_2(t)]\mathrm{d}t$ — длина плазмы при действии импульса в момент t; $u_1(t)$ и $u_2(t)$ — скорости движения соответственно непрозрачного и прозрачного слоев; $p(t)$ — давление в плазме в момент времени t; $Z_i = \rho_i D_i$ — акустический импеданс, где $i = 1$ для непрозрачного слоя и $i = 2$ для прозрачного слоя; ρ_i и D_i — плотность и скорость ударной волны в соответствующей среде (например, для титанового сплава ВТ-6 $Z_i = 3{,}26 \cdot 10^6$ гр/(см^2 · с), для воды $Z_i = 0{,}165 \cdot 10^6$ гр/(см^2 · с); Z — приведенный импеданс ударной волны ($2/Z = 1/Z_1 + 1/Z_2$).

Согласно исследованиям [7], если профиль ударной волны имеет гауссову форму, то пространственно-неоднородное давление на расстоянии r от центра лазерного пятна составит:

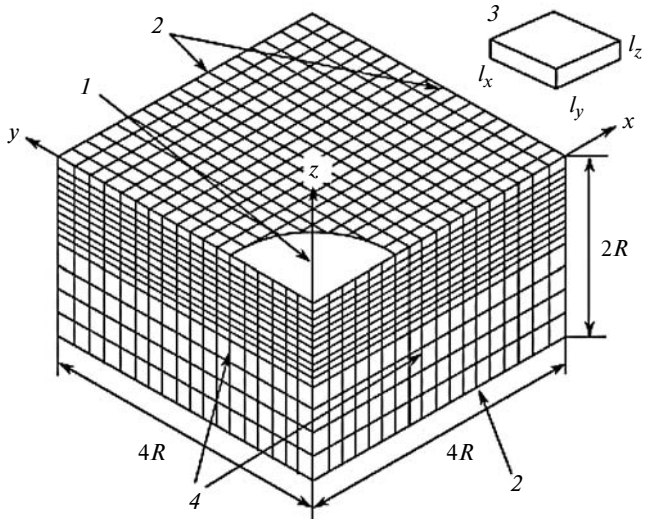


Рис. 2. Конечно-элементная модель технологии ДЛУВО:
1 — зона лазерно-ударно-волнового воздействия; *2* — полностью защемленные поверхности; *3* — конечный элемент; *4* — плоскости симметрии

$$p(r, t) = p(t)\exp\left(-\frac{r^2}{2R^2}\right),$$

где R — радиус лазерного пятна.

Рассмотрим важный частный случай, когда интенсивность лазерного излучения $I_0 = \mathrm{const}$. Возникающее при этом давление можно определить упрощенной зависимостью:

$$p = 10^{-9}\left(\frac{\alpha}{2\alpha + 3}\right)^{1/2}(ZI_0)^{1/2}.$$

Если I_0 — начальная плотность мощности лазерного излучения [$I(t) = I_0$ в течение продолжительности τ импульса], то α характеризует эффективность (КПД) взаимодействия, причем часть αE энергии идет на увеличение давления ($p = 2/3\alpha E_i$), а часть $(1 - \alpha)E$ — на генерирование и ионизацию плазмы (заметим, что α изменяется от 0,1 до 0,2).

При использовании водной завесы в качестве окружающей среды $\alpha = 0{,}11$ (т. е. 11 % от I_0 идет на повышение давления плазмы). Пиковые давления пропорциональны корню квадратному от плотности I_0 согласно уравнению

$$p = 3{,}22 \cdot 10^{-7}\sqrt{I_0}.$$

Так как длительность ударной волны при ЛУВО в 2—3 раза больше длительности лазерного импульса [11], то получим распределение давления p в ударной волне по времени t при разных плотностях мощности лазерного излучения, приведенное

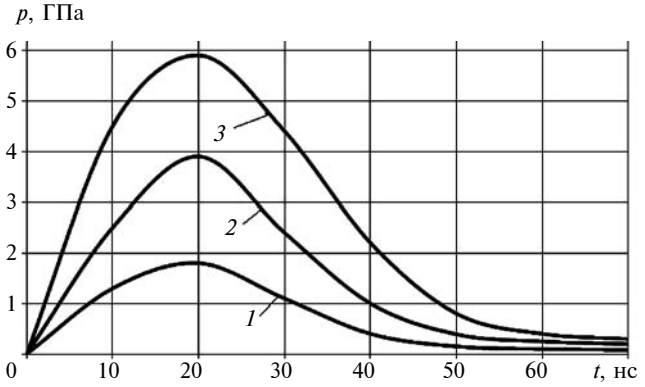


Рис. 3. Распределение давлений *p* в ударной волне при плотности мощности лазерного излучения I_0 = 1,4 (*1*), 5,4 (*2*) и 12,2 ГВт/см^2 (*3*)

на рис. 3. Импульсы прикладываются одновременно к обеим сторонам исследуемого образца.

Материал исследуемой пластины считаем упругопластическим однородным изотропным без начальных напряжений. В результате большого по величине и кратковременного по времени воздействия давления при ДЛУВО скорости деформации материала достигают 10^6 с$^{-1}$ и более, поэтому для расчета НДС при пластическом деформировании материала использовали модель Джонсона — Кука [12]:

$$\sigma = (A + B\bar{\varepsilon}^n)(1 + C\dot{\bar{\varepsilon}}^*)[1 - (T^*)^m]. \qquad (1)$$

Здесь σ — эквивалентное напряжение по Мизесу; $\bar{\varepsilon}$ — эквивалентная пластическая деформация; $\dot{\bar{\varepsilon}}^* = \dot{\bar{\varepsilon}}/\dot{\bar{\varepsilon}}_0$ — безразмерная эквивалентная скорость деформации ($\dot{\bar{\varepsilon}}_0 = 1$ с$^{-1}$); T^* — гомологическая температура, которая связана с абсолютной температурой T формулой

$$T^* = (T - T_0)/(T_{\text{пл}} - T_0),$$

где T_0 — нормальная температура; $T_{\text{пл}}$ — температура плавления материала образца.

Уравнение (1) содержит пять материальных констант, определяемых эмпирически: A — статический предел текучести; B — модуль деформационного упрочнения; C — коэффициент скорости деформаций; n и m — показатели степени в законах соответственно деформационного упрочнения и температурного разупрочнения. Модель Джонсона — Кука предполагает независимость относительного влияния деформационного упрочнения, скорости пластической деформации и повышения температуры при всех скоростях и температурах пластической деформации. Выражение в первых скобках уравнения (1) определяет напряжение как функцию деформации при $\dot{\bar{\varepsilon}}_0 = 1$ и $T^* = 0$; выражения во второй и третьей скобках определяют соответственно влияние мгновенной скорости деформации и температуры на предел текучести. Так как ДЛУВО относится к нетермическим технологиям, тепловые эффекты не учитываем и при моделировании используем упрощенную модель Джонсона — Кука для нормальной температуры:

$$\sigma = (A + B\bar{\varepsilon}^n)(1 + C\dot{\bar{\varepsilon}}^*).$$

В наших исследованиях расчеты проводили для титанового сплава ВТ-6, имеющего следующие механические характеристики: плотность ρ = 4000 кг/м^2; ν = 0,342; E = 110 ГПа; предел упругости Гюгонио σ_{HEL} = 2,8 ГПа; A = 1098 МПа; B = 1092 МПа; C = 0,93; n = 0,014.

В связи с симметричностью геометрической модели исследуемого материала и приложенной импульсной нагрузки профили ОН по направлениям x и y после ДЛУВО также симметричны. Поэтому далее приведем результаты только для остаточных напряжений в направлении оси x (σ_x). Распределения ОН по поверхности (рис. 4) и глубине (рис. 5) материала, рассчитанные в конечно-элементном пакете ANSYS, приведены для пластин трех разных толщин при однократном нагружении по технологии ДЛУВО при пиковом давлении 3 ГПа в ударной волне. Полученные профили ОН симметричны во всех случаях, так как одновременно прикладываются одинаковые импульсы с двух сторон пластины. Распределение ОН по толщине пластины (см. рис. 5) получено согласно расчетным данным на расстоянии 0,75 мм (r/2) от центра лазерного пятна и в соответствии с рекомендациями работ [13—15].

Величина СОН в центре лазерного пятна меньше, чем по его периметру (см. рис. 4). Анализ из-

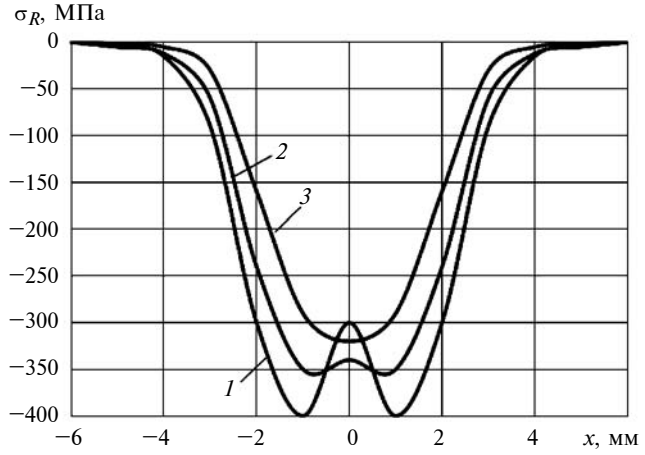


Рис. 4. Распределение остаточных напряжений σ_R на поверхности материала по направлению оси *x* при толщине пластины *h* = 1 (*1*), 3 (*2*) и 5 мм (*3*)

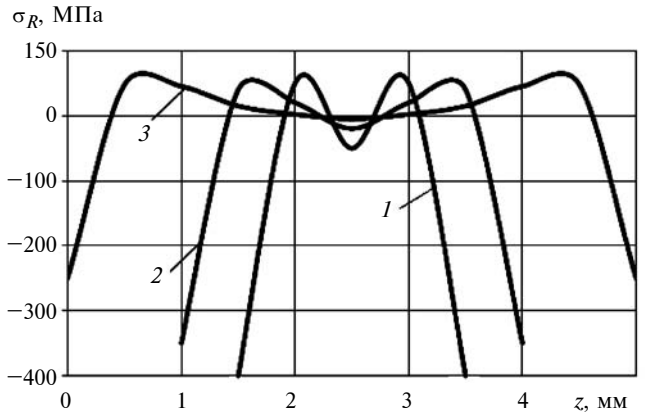


Рис. 5. Распределение остаточных напряжений σ_R по глубине z материала на расстоянии 0,75 мм от центра лазерного пятна при толщине пластины h = 1 (*1*), 3 (*2*) и 5 мм (*3*)

менения ОН показал, что их распределения сильно зависят от толщины пластины (см. рис. 4 и 5). Например, при увеличении толщины пластины с 1 до 5 мм максимальные поверхностные СОН уменьшаются на 27,6 %: с 395,6 до 286,5 МПа. В срединной поверхности они уменьшаются со 165,8 МПа почти до 0, в то время как глубина слоя СОН увеличивается на 131 %: с 0,19 до 0,44 мм.

Известно, что если пиковое давление в ударной волне при ДЛУВО ниже динамического предела текучести материала, то материал не течет и накопленная энергия расходуется на упругую энергию деформирования, если больше, то возникают поверхностные пластические деформации и образуются СОН. Если для инициирования ударной волны при ДЛУВО используется лазерное пятно круглой формы (особенно диаметром 1 мм и более), то по его периметру неизбежно генерируются радиальные волны напряжений, которые распространяются внутрь и сосредоточиваются в центре пятна. В результате фокусировки поверхностных волн в центре пятна генерируется импульс больших растягивающих напряжений, и поле начальных СОН значительно уменьшается. Поэтому величины СОН в центре пятна меньше, чем по периметру. В научной литературе это явление называют "лунка ОН" [16]. Поэтому во избежание влияния этого эффекта величины ОН по толщине пластины (см. рис. 5) взяты на расстоянии 0,75 мм от центра лазерного пятна.

При ДЛУВО скорости деформации достигают 10^6 с$^{-1}$ и более. При этом пределом упругости в направлении распространения ударных волн является предел упругости Гюгонио (σ_{HEL}). При достижении пикового давления величины σ_{HEL} в материале возникают пластические деформации. Связь между динамическим пределом текучести (σ_D) и пределом упругости Гюгонио при одноосном растяжении определяется уравнением

$$\sigma_{HEL} = \sigma_D \frac{(1-\nu)}{(1-2\nu)},$$

где ν — коэффициент Пуассона.

Предполагается, что пластические деформации определяются по критерию текучести Мизеса.

Существует ряд предположений по количественным соотношениям остаточных напряжений и твердости. В настоящей работе рассматривается модель, предложенная в работе [17], для случая плоского однородного напряженного состояния:

$$H = \frac{H_0}{1-(\sigma_R/3\sigma_т)}, \qquad (2)$$

где H — твердость при наличии ОН; H_0 — начальная твердость (при отсутствии ОН); σ_R — остаточное напряжение; $\sigma_т$ — предел текучести материала.

При ДЛУВО происходит пластическое деформирование материала, что приводит к деформационному упрочнению и соответственно повышению его твердости. На рис. 6 представлено распределение микротвердости по глубине материала при многократных импульсных воздействиях, рассчитанное по формуле (2). Для расчетов взяты значения остаточных напряжений в соответствующих точках. Видно, что микротвердость увеличивается с 334,2 *HV* (перед ЛУВО) до 398,5 *HV* после первого импульсного воздействия, т. е. на ≈19 %. Однако после пятикратного воздействия она составляет всего 409,6 *HV*. Таким образом, увеличение числа импульсов — не лучший способ повышения микротвердости. После нескольких первых воздействий размер зерна не уменьшается, так как

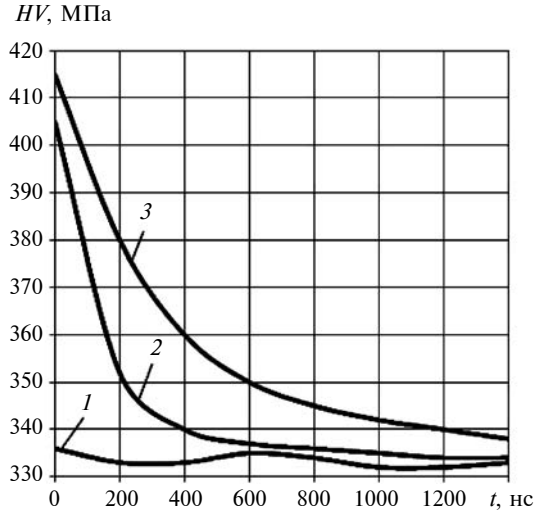


Рис. 6. Распределение микротвердости *HV* по глубине *z* материала при числе импульсов *n* = 1 (*1*), 2 (*3*) и 5 (*3*)

дальнейшее повышение микротвердости лимитируется законом Холла — Петчи.

В приповерхностной области при ЛУВО генерируется сильно упрочненный слой толщиной ≈300 мкм. В этом слое микротвердость снижается резко, а в следующих слоях — постепенно. Резкое снижение микротвердости объясняется интенсивными пластическими деформациями, вызванными мощными лазерными ударными волнами. Далее ударная волна ослабевает и микротвердость уменьшается постепенно.

Следовательно, можно предположить, что после многократного применения ДЛУВО получается своеобразная стратификация микроструктуры материала, что подтверждается экспериментально [18]. Как уже отмечалось, многократное (более 3 раз) использование технологии ДЛУВО мало повышает твердость материала, но позволяет значительно увеличить толщину упрочненного слоя (в некоторых случаях до 1500 мкм), что особенно важно для высоконагруженных деталей [19].

Таким образом, разработана трехмерная конечно-элементная модель для анализа особенностей распределения ОН как на поверхности, так и по глубине материала на примере пластины из сплава ВТ-6, подвергнутой технологии ДЛУВО.

Установлено влияние толщины материала на генерацию полей ОН при ДЛУВО: при увеличении толщины с 1 до 5 мм максимальные поверхностные СОН уменьшаются на 27,6 %, а в срединной поверхности они уменьшаются почти до 0, при этом глубина слоя СОН увеличивается почти на 130 %.

Многократное использование технологии ДЛУВО мало повышает твердость материала, но значительно увеличивает толщину упрочненного слоя.

Авторы выражают благодарность старшему научному сотруднику ИМАШ РАН Бубнову М. А. за помощь в проведении расчетов в конечно-элементном пакете ANSYS.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Биргер И. А.** Остаточные напряжения. М.: ГНТИ машиностроительной литературы, 1963. 232 с.

2. **Current** trends in laser shock processing / Peyre P., Scherpereel X., Berthe L. et al. // Surf. Eng. 1998. V. 14. P. 377—380.

3. **Tensile** properties, residual stress distribution and grain arrangement as a function of sheet thickness of Mg—Al—Mn alloy subjected to two-sided and simultaneous LSP impacts / Luo K. Y., Liu B., Wu L. J. et al. // Applied Surface Science. 2016. V. 369. P. 366—376.

4. **Investigation** on effect of laser shock processing on fatigue crack initiation and its growth in aluminum alloy plate / Zhang X. Q., Li H., Yu X. L. et al. // Materials & Design. 2015. V. 65. P. 425—431.

5. **Вибрационные,** виброакустические процессы и технологии, включая процессы управления и информатизации в системах "человек-машина-среда" / М. Д. Перминов, В. О. Соловьев, Г. Ж. Сахвадзе и др. // Отчет о НИР (заключительный; части 1, 2, 3), 2012. 478 с. Номер государственной регистрации 01201060703.

6. **Pulsed** Nd:YAG laser shock processing effects on mechanical properties / Irizalp S. G., Saklakoglu N., Akman E. et al. // Opt. Laser Technol. 2014. V. 56. P. 273—277.

7. **Induction** of thermo-mechanical residual stresses in metallic materials by laser shock processing / Ocana J. L., Morales M., Porro J. A. et al. // Encyclopedia of Thermal Stresses. 2014. P. 2427—2444.

8. **Laser** Shock Processing: an emerging technique for the enhancement of surface properties and fatigue life of high-strength metals / Ocana J. L., Porro J. A., Morales M. et al. // Int. J. Microstruct. Mater. Prop. 2013. V. 8 (1, 2). P. 38—52.

9. **Зельдович Ю. Б., Райзер Ю. П.** Физика ударных волн и высокотемпературных гидродинамических явлений. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2008. 656 с.

10. **Yongxiang Hu, Zhenqiang Yao.** Numerical simulation and experimentation of overlapping laser shock processing with symmetry cell // International Journal of Machine Tools & Manufacture. 2008. V. 48. P. 152—162.

11. **Григорьянц А. Г., Шиганов И. Н., Мисюров А. И.** Технологические процессы лазерной обработки. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. 663 с.

12. **Johnson G. R., Cook W. H.** A constitutive model and data for metals subjected to large strains, high strain rates and high temperatures // Proceedings of the 7-th international symposium on ballistics. The Hague. 1983. P. 541—547.

13. **Sakhvadze G. J.** Laser Shock Processing of Materials to Produce Nanostructures // Special Issue of Scientific Journal of IFToMM "Problems of Mechanics". 2014. N. 2 (55). P. 68—73.

14. **Столяров В. В., Сахвадзе Г. Ж., Баранов Ю. В.** Импульсные технологии обработки для получения наноструктурных материалов // Конструкции из композиционных материалов. 2007. Вып. 3. С. 13—20.

15. **Сахвадзе Г. Ж., Гаврилина Л. В.** Лазерно-ударно-волновая обработка материалов при однократных и многократных импульсных воздействиях // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2015. № 6. С. 75—80.

16. **Сахвадзе Г. Ж., Гаврилина Л. В., Киквидзе О. Г.** Влияние эффекта перекрытия лазерных пятен на остаточные напряжения при лазерно-ударно-волновой обработке материалов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 3. С. 77—84.

17. **Carlsson S., Larsson P. L.** On the determination of residual stress and strain fields by sharp indentation testing. Part 1: theoretical and numerical analysis // Acta mater. 2001. V. 49. P. 2179—2191.

18. **Сахвадзе Г. Ж., Булекбаева Г. Ж., Киквидзе О. Г.** Исследование качества поверхностных слоев, упрочненных лазерно-ударно-волновой технологией при различных степенях перекрытия лазерных пятен // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2016. № 2. С. 132—141.

19. **Москвитин Г. В., Биргер Е. М., Поляков А. Н.** Повышение усталостных свойств металлов лазерным ударным упрочнением // Вестник машиностроения. 2012. № 6. С. 40—45.

УДК 621.914.22:62-408.2

А. Р. МАСЛОВ, д-р техн. наук (МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: vestnik@stankin.ru

Влияние антифрикционных алмазоподобных покрытий на надежность процесса "сухого" фрезерования алюминиевых сплавов[1]

Исследовано влияние антифрикционного покрытия, полученного формированием углеродных алмазоподобных пленок, на ресурс концевых твердосплавных фрез. Проанализированы возможности автоматизированного диагностического комплекса. Установлено, что фрезы с покрытием DLC отличаются износостойкостью и меньшим налипанием, а также более эффективны для станков с адаптивной системой управления вследствие замедления процессов, предшествующих поломке инструмента.

Ключевые слова: фрезерование, алюминиевый сплав, покрытие DLC, работоспособность, адаптивное управление.

The influence of antifriction coating, obtained by formation of carbon diamond-like films, on life of end tungsten-carbide mills is studied. The opportunities of an automated diagnostics complex are analyzed. It is determined, that mills with DLC coating have improved wear resistance and smaller pickup, and also are more effective for machine tools with adaptive control system in consequence of slowdown in the processes, preceding to tool failure.

Keywords: milling, aluminum alloy, DLC coating, working capacity, adaptive control.

Для обработки алюминиевых сплавов используют концевые фрезы специальной геометрии, обеспечивающие оптимальные углы резания и беспрепятственный отвод стружки. Особенность данного процесса заключается в том, что при высокопроизводительной обработке алюминиевых сплавов одновременно имеют место высокая частота вращения шпинделя и большая глубина резания, что может привести к поломке инструмента из-за возникновения значительных вибраций. Поэтому для каждого инструмента приходится подбирать интервал частот вращения шпинделя, обеспечивающих стабильное резание [1].

Как правило, в зону обработки подают смазывающе-охлаждающую жидкость (СОЖ). Реже применяют смазывание масляным или спиртовым туманом. Однако при высокоскоростной обработке применение смазочного материала нерегулярное, его попадание в зону резания приводит к резким перепадам температур, что вызывает появление микротрещин на рабочих поверхностях инструмента. В результате снижается прочность инструмента, что приводит к его поломке. Это можно предотвратить применением своевременной диагностики [2—4], которую не всегда можно обеспечить в производственных условиях.

Сегодня в связи с высокими затратами на утилизацию СОЖ наблюдается тенденция сокращения использования СОЖ и переход на так называемое сухое резание, а чтобы предотвратить налипание алюминиевого сплава на рабочие поверхности инструмента, на них наносят износостойкое покрытие.

При фрезеровании без СОЖ предлагается использовать алмазоподобное покрытие DLC (Diamond Like Coating), обеспечивающее низкий коэффициент трения (около 0,1), высокую твердость (до 180 ГПа) и предотвращающее схватывания в паре "инструмент — обрабатываемый материал".

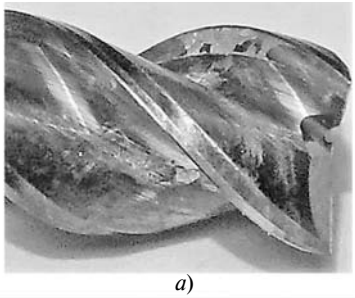
Формирование покрытий DLC, особенностью которых является высокая концентрация (до 85 %) тетраэдрических связей, основано на использовании осаждения конденсата из плазмы, генерируемой катодными пятнами вакуумно-дугового разряда постоянного тока. Алмазоподобные покрытия высокого качества можно синтезировать только из чистой углеродной плазмы, поэтому генераторы плазмы оснащают плазменными фильтрами.

На сегодняшний день данных по эксплуатационным свойствам инструмента с покрытием DLC крайне мало, поэтому в МГТУ "СТАНКИН" выполнен цикл экспериментов, предложенных в работе [6].

Фрезы диаметром 8 мм из мелкозернистого твердого сплава с покрытием DLC и без него сравнивали по производительности при резании заготовок с размерами 200×300×40 из алюминиевого сплава Д16Т на многоцелевом станке DMC 635Vecoline.

Фрезы закрепляли с вылетом 30 мм в цанговом патроне с биением отверстия в цанге не более 0,005 мм. Режим испытаний: частота вращения шпинделя $n = 10^4$ мин$^{-1}$; скорость резания $v = 250$ м/мин; подача $S = 2160$ мм/мин; подача на зуб $S_z = 0{,}037$ мм/зуб; ширина фрезерования $B = 4$ мм; глубина фрезерования $h = 15$ мм.

[1] Данная работа была выполнена по государственному заданию № 9.1557.2014/К от 11. 07. 2014 г. в сфере научной деятельности.



а)

б)

Фрезы с покрытием из DLC (*а*) и без покрытия с налипами из алюминия в канавках (*б*) после выполнения паза длиной 2 м

Критерием сравнения работоспособности фрез при эксплуатации без СОЖ считалась ее поломка при обеспечении заданной производительности, определяемой объемом удаленного материала [7]. Объемы материалов, удаленных до поломки, составили: фрезой без покрытия — 105 см^3 при пути фрезерования 1750 мм; фрезой с покрытием DLC — 133,8 см^3 при пути фрезерования 2230 мм.

Испытания показали, что для дальнейшей оценки производительности при сухом резании необходимо уменьшить подачу S_z на 40 % и вылет фрезы до 25 мм.

В эксперименте выполняли фрезерование пазов шириной 8 мм и глубиной 5,6 мм в листовых образцах из сплава Д16Т с размерами 550×280 мм вдоль узкой стороны, шаг между пазами составлял 13 мм.

Фреза без покрытия выполнила менее 8 пазов при пути фрезерования 2,24 м, фреза с покрытием DLC выполнила 15 пазов при пути фрезерования 4,2 м, несмотря на увеличение радиуса ρ скругления режущей кромки с 10 до 16 мкм, что обусловлено наличием покрытия.

Наличие налипов обрабатываемого материала на рабочих поверхностях инструмента определяли с помощью стереомикроскопа SteREO Discovery V12. На рисунке показаны фрезы с покрытием из DLC и без покрытия после эксплуатации с налипами на рабочей поверхности.

Изменение геометрии режущей части испытываемых фрез определяли измерением радиуса ρ скругления режущей кромки на системе MicroCAD, их сравнивали с начальным радиусом, так как радиус ρ является одним из важных факторов процесса резания.

При работе фрезы с покрытием DLC увеличения радиуса ρ не наблюдалось, что указывает на высокую стойкость фрезы к изнашиванию. На фрезе без покрытия при том же пути резания имело место значительное увеличение радиуса ρ (с 10 до 29 мкм).

Критерием износа фрезы было выбрано появление при резании недопустимых вибраций, так как при обработке алюминиевых сплавов следует учитывать ограничение по гармоническим характеристикам системы шпиндель—инструмент. Вибрации измеряли с помощью аппаратно-программного комплекса [8], анализирующего данные в текущем времени и формирующего управляющие сигналы для остановки станка в случае обнаружения вибраций, превышающих допустимые, чтобы предотвратить поломку инструмента. Данный аппаратно-программный комплекс выполняет следующие функции: мониторинг вибраций в режиме реального времени; анализ характера вибраций; определение частоты вращения шпинделя; запись данных, полученных с помощью пьезоэлектрических вибродатчиков.

Один пьезоэлектрический датчик ориентирован в направлении подачи S (ось X), другой — в вертикальном направлении (ось Z). С датчиков снимали электрические сигналы, отражающие величину виброускорений. Для определения распределения энергии вибраций по частотам полученные сигналы подвергали спектральному анализу.

Момент поломки отображался в виде всплеска сигнала вибраций по осям X и Z. Это связано с тем, что при налипании усиливаются ударные процессы в зоне резания, которые и вызывают скачок амплитуд вибраций во всем частотном диапазоне. Изучение сигналов вибраций по осям X и Z при резании фрезой с покрытием DLC показало, что сначала наблюдаются низкочастотные вибрации, что обусловлено возникновением очагов налипания при входе зуба в обрабатываемый материал. Однако частицы алюминия не задерживаются на режущей части фрезы, поэтому к середине прохода после приработки фрезы налипание прекращается.

Установлено, что работа фрезы без покрытия даже при низких режимах резания сопровождается повышенными вибрациями, особенно в области низких частот, — амплитуда сигнала почти в 4 раза превышает амплитуду при работе фрезой с покрытием.

При эксперименте обрабатывали кромку листа из сплава Д16Т толщиной 8 мм с размерами 270×280 по стороне 280 мм. Режимы резания: n = 104 мин$^{-1}$; v = 250 м/мин; S = 1110 мм/мин; S_z = 0,037 мм/зуб; B = 8 мм; h = 4 мм. Каждой фрезой выполняли по 40 проходов. Это соответствует пути резания 11,2 м и объему удаленного материала 179,2 см^3, что аналогично производительности в предыдущем эксперименте.

Заготовку устанавливали на пьезоэлектрический динамометр Kistler 9253B23, с помощью которого определяли составляющие силы резания, и далее рассчитывали среднеквадратичные отклонения (СКО), представленные в таблице.

Средние значения (знаменатель) и СКО (числитель) составляющих сил резания при использовании фрез с покрытием и без него, Н

Составляющая силы резания, Н	Номер прохода	Фреза с покрытием	Фреза без покрытия
F_x	1 40	37,65/2,52 30,18/1,79	31,43/4,32 15,75/2,50
F_y	1 40	111,20/4,08 125,70/2,37	131,00/6,11 182,84/7,41
F_z	1 40	10,77/1,10 14,94/0,90	12,86/2,21 11,30/1,47

Анализ полученных данных показал, что составляющие F_x и F_z сил резания увеличиваются за 40 проходов при использовании фрез с покрытием и уменьшаются при применении фрез без покрытия. Последнее происходит в результате того, что инструмент из-за колебаний, возникающих при налипании обрабатываемого материала, не режет заготовку, а деформирует.

Таким образом, применение при обработке заготовок из алюминиевых сплавов фрез с износостойким покрытием DLC снижает коэффициент трение в паре "инструмент — обрабатываемый материал" и предотвращает интенсивное налипание материала заготовки на инструмент, что существенно повышает ресурс данных фрез по сравнению с концевыми твердосплавными фрезами без покрытия. Кроме того, они более эффективны на станках с адаптивной системой управления, так как при их использовании негативные процессы, вызывающие поломку инструмента, развиваются значительно медленнее.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Grigoriev S. N., Kutin A. A., Turkin M. V.** Modelling complex production processes in aerospace industry based on dimensional analysis // Procedia CIRP. 2013. N. 7. P. 473—478.
2. **Маслов А. Р.** Моделирование инструментальной системы для высокоскоростного фрезерования // СТИН. 2015. № 8. С. 16—18.
3. **Пат. на полезную мод. 113030 Рос. Федерации:** МПК G01N 3/58, B23Q 17/09. Адаптивная система управления процессом резания на металлорежущем станке.
4. **Козочкин М. П., Маслов А. Р., Порватов А. Н.** Управление процессом резания посредством интеграции подсистемы диагностирования в систему ЧПУ металлообрабатывающего станка // Вестник МГТУ "Станкин". 2011. № 3. С. 110—111.
5. **Маслов А. Р.** Измерение параметров шероховатости обрабатываемой поверхности при точении деталей из жаропрочных сплавов // Измерительная техника. 2012. № 6. С. 37—40.
6. **Метод** ускоренных сравнительных испытаний концевых твердосплавных фрез / Андреев В. Н., Балков В. П., Боровский Г. В. и др. // Вестник МГТУ "Станкин. 2015. № 4. С. 59—63.
7. **Борисов А. А., Маслов А. Р.** Программа спектрального анализа динамометрической информации при диагностировании состояния микроинструмента // Вестник МГТУ "Станкин". 2013. № 1. С. 87—88.
8. **Козочкин М. П., Маслов А. Р., Порватов А. Н.** Инновационный аппаратно-программный комплекс для диагностирования высокотехнологичных систем // Инновации. 2013. № 10 (180). С. 128—131.

УДК 621.9.02

А. Л. ПЛОТНИКОВ, д-р техн. наук, А. С. СЕРГЕЕВ, В. О. ХАРЛАМОВ, кандидаты технических наук, Н. Г. ЗАЙЦЕВА (Волгоградский ГТУ), e-mail: zaicevang@mail.ru

Исследование механизма формирования высот микронеровностей обработанной поверхности при токарной обработке коррозионно-стойких сталей

Исследован механизм формирования микронеровностей при токарной обработке коррозионно-стойких сталей 14Х17Н2 и ЭИ961с использованием растровой электронной микроскопии. Установлено влияние контактных процессов на параметр *Ra* шероховатости обработанной поверхности.

Ключевые слова: коррозионно-стойкая сталь, параметр шероховатости поверхности, электронная микроскопия.

The mechanism of formation of microasperities at turning processing of "14Х17Н2" and "ЭИ961" corrosion resistant steels with the use of raster electron microscopy. The influence of contact processes on the *Ra* roughness parameter of the machined surface is determined.

Keywords: corrosion resistant steel, surface roughness parameter, electron microscopy.

Перспективным направлением является автоматизированное механообрабатывающее производство валов на гибких автоматизированных токарных участках, построенных на базе станков с ЧПУ. Основной их компонент — система автоматизированного проектирования технологических процессов (САПР ТП), обеспечивающая оперативный сбор технологической информации и назначение режимов обработки. Эффективность работы САПР ТП во многом определяется достоверностью заложенных в систему математических моделей и алгоритмов функционирования системы. Поэтому для эффективной и надежной и работы необходимо иметь полное представление о зависимости изменения управляемых параметров и влиянии внешних факторов (условия обработки, режимы резания и т. д.)

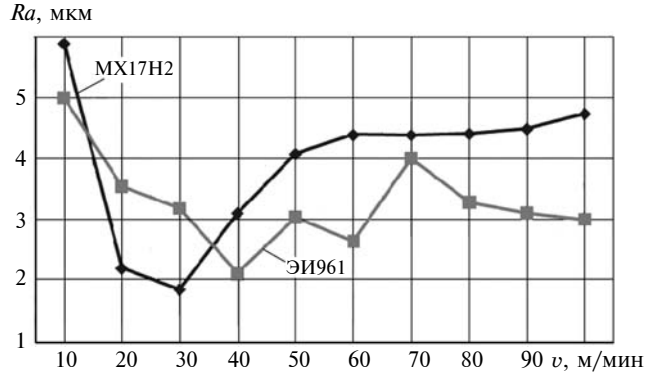


Рис. 1. Зависимости параметра *Ra* шероховатости поверхности от скорости *v* резания для сталей 14Х17Н2 (*1*) и ЭИ961 (*2*) при использовании режущих пластин из сплавов Т5К10 и ВК8

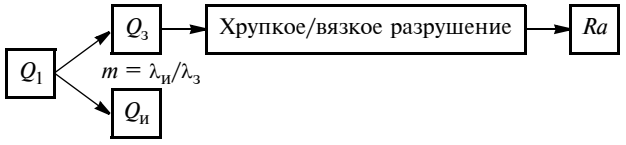


Рис. 2. Схема механизма влияния коэффициента *m* теплоусвоения на параметр *Ra* шероховатости обработанной поверхности

на выходные параметры, определяющие качество обработки, например параметр *Ra* шероховатости поверхности.

Исследования зависимости параметра *Ra* при точении коррозинно-стойких сталей при изменении скорости резания от 10 до 100 м/мин выявили сложную зависимость изменения данного параметра по сравнению с обработкой углеродистых и конструкционных сталей.

На рис. 1 приведены зависимости параметра *Ra* от скорости v резания (глубина резания t = 1 мм, подача S = 0,11 мм/об) при токарной обработке сталей 14Х17Н2 и ЭИ961 (13Х11Н2В2МФ) сменными неперетачиваемыми пластинами Т5К10 и ВК8 с передним углом $\gamma = -5°$ без применения СОТС. Микронеровности поверхностей регистрировали с помощью профилографа-профилометра АБРИС-ПМ 7 (ГОСТ 19300—86) со степенью точности 1.

Анализ зависимости $Ra = F(v)$ показал наличие двух диапазонов скоростей с противоположными изменениями параметра шероховатости. Начиная со скорости v = 10 м/мин наблюдается снижение параметра *Ra*, его минимальные значения наблюдаются при v = 30÷40 м/мин, далее значение параметра *Ra* по мере увеличения скорости резания увеличивается, что отличается от характера изменения данного параметра при обработке углеродистых и конструкционных сталей — их шероховатость уменьшается при увеличении скорости резания, что отражено в математических моделях работ [1, 2].

Чем же обусловлена такая особенность обработки сталей 14Х17Н2 и ЭИ961? В отличие от углеродистых и конструкционных сталей они имеют иную зависимость изменения теплопроводности от температуры резания, а следовательно, и скорости резания, т. е. теплопроводность коррозионно-стойких сталей с повышением температуры резания не снижается, а возрастает. Это приводит к особому виду контактного взаимодействия при низких скоростях резания (10÷40 м/мин). На передней поверхности инструмента возникает так называемая зона застоя. Условия ее существования приведены ниже. Известно, что соотношение теплопроводностей контактирующих элементов [3] и параметры режима обработки определяют такие показатели, как сила резания, стойкость инструмента, шероховатость обработанной поверхности и пр.

Влияние теплопроводности пар контакта на шероховатость обработанной поверхности обусловлено передачей количества выделенной при резании теплоты Q_1 в инструмент ($Q_и$) и заготовку ($Q_з$), т. е. коэффициентом $m = \lambda_и/\lambda_з$, где $\lambda_и$ и $\lambda_з$ — теплопроводности соответственно инструмента и заготовки.

На рис. 2 представлена схема механизма влияния коэффициента m теплоусвоения на параметр *Ra* шероховатости обработанной поверхности. В данном случае коэффициент теплоусвоения идеализирован, но дает правильное представление о влиянии сочетания теплофизических свойств инструмента и заготовки на качество обработки.

Количество теплоты, поступающей в объем срезаемого металла, определяет соотношение хрупкого и вязкого разрушений при стружкообразовании и влияет на механизм образования микронеровностей через температурную прочность металла.

Обработка коррозионно-стойких сталей характеризуется низким качеством получаемых поверхностей, повышенной изнашиваемостью инструмента, а следовательно, вынужденным снижением параметров режима резания [4].

Сегодня применение коррозионно-стойких сталей активно расширяется, поэтому исследования физических основ механизма формирования микронеровностей на обрабатываемой поверхности весьма актуальны. Отсутствие же математических моделей для расчета параметров шероховатости поверхностей, получаемых при механической обработке коррозионно-стойких сталей, сдерживает применение САПР ТП [5].

Использование инструментальных микроскопов даже с большим увеличением не позволяет получить истинную картину разрушения при обработке детали, так как скругленная вершина резца сглаживает фрагменты разрушения металла.

На рис. 3 приведена схема токарной обработки и участок, на котором формируется микропрофиль

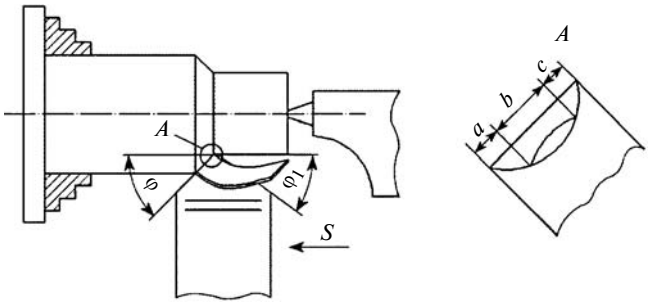


Рис. 3. Схема токарной обработки

обработанной поверхности. Если при точении применяется СОТС, то оно поступает в зону контакта инструмента и заготовки, где происходят окислительные и адгезионные процессы, определяющие качество обработанной поверхности.

Контактные процессы на участке *c* принципиально отличаются от тех, которые имеют место в средине активной части режущей кромки (участок *b*).

В работе [3] указывается на наличие краевого эффекта в стружке (см. рис. 3, участки *a* и *c*), обусловленного неравномерностью распределения нормальных контактных напряжений на передней грани инструмента (максимальное их значение наблюдается в средней части активной режущей кромки) и распределением температур. Ширина участков *a* и *b* увеличивается с увеличением теплопроводности обрабатываемого и инструментального материалов. Различие механизмов контактного взаимодействия на участках *a*, *b*, *c* подтверждает надрезцовая поверхность стружки: на участке *b* поверхность глянцевая, на участках *a* и *c* — шероховатая.

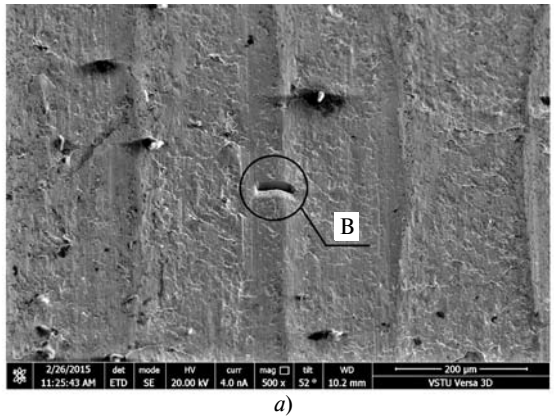
Исследования даже со сверхвысоким увеличением фрагментов поверхности, обработанной резанием, не дают однозначных результатов. Лезвийная обработка представляет собой процесс высокоскоростного пластического деформирования элементарного объема металла в условиях разнонаправленных сжатий при простом сдвиге. Резание с позиций процесса разрушения следует рассматривать с учетом воздействия режущего клина на состояние срезаемого объема металла при впереди идущей деформационной волне и на состояние металла под обработанной поверхностью [3, 6]. Характер пластической деформации в зоне *A* (см. рис. 3) и механизм деформационного упрочнения определяют значение параметра *Ra* шероховатости [7].

Рассмотрим влияние деформационной составляющей на высоты микронеровностей при токарной обработке коррозионно-стойких сталей.

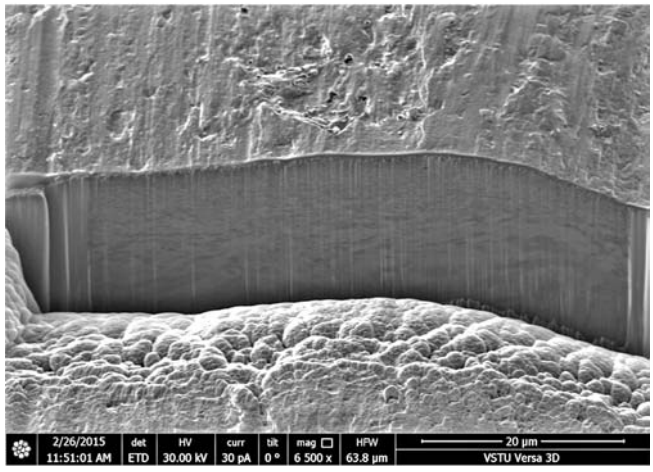
При исследовании структуры обработанной поверхности использовали растровый электронный двулучевой микроскоп Versa 3D фирмы FEI с фокусированным ионным пучком (ФИП). Образцы размерами 5×5×7 мм обработанной стали 14Х17Н2, полученные при скоростях резания v_1 = 10, 30 и 40 м/мин, срезали с заготовки и шлифовали их торцы.

Для того чтобы исследовать зону деформации под обработанной поверхностью, применяли систему ФИП (травление), позволяющую получать разрез в любом месте образца [8] (рис. 4, *а*, зона *B*). После травления образец поворачивали относительно ионного пучка, чтобы исследовать участок под обработанной поверхностью. Оба луча фокусировали в одну точку (точка совпадения) на глубине 10 мм. Ионный пучок отклоняли на 52° от электронного пучка. Это позволяет получать СЭМ-изображение без перемещения образца (рис. 4, *б*). Управление пучками ФИП и сканирующей электронной микроскопией (СЭМ) осуществляли с помощью программного обеспечения единого интерфейса.

Электронная микроскопия позволяет визуально наблюдать и сравнивать зоны деформаций под обработанными поверхностями, полученные при разных скоростях резания (рис. 5, *а*—*в*).



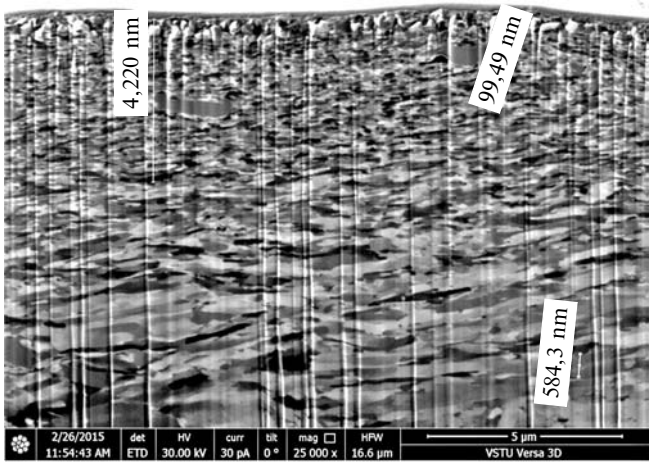
а)



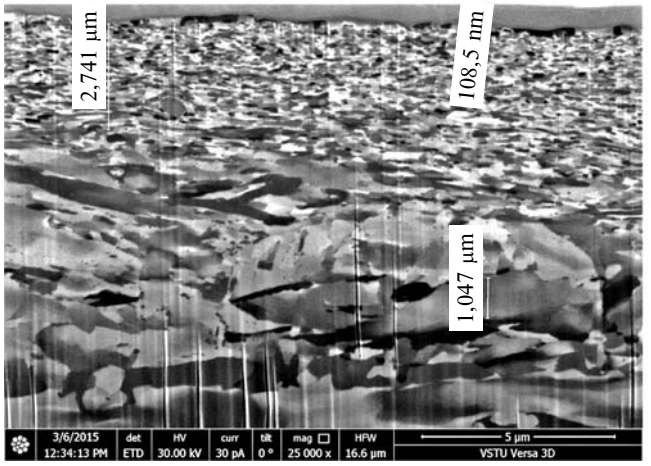
б)

Рис. 4. Обработанная поверхность (зона *B*) после ионного травления (*а*) и СЭМ-изображение (*б*)

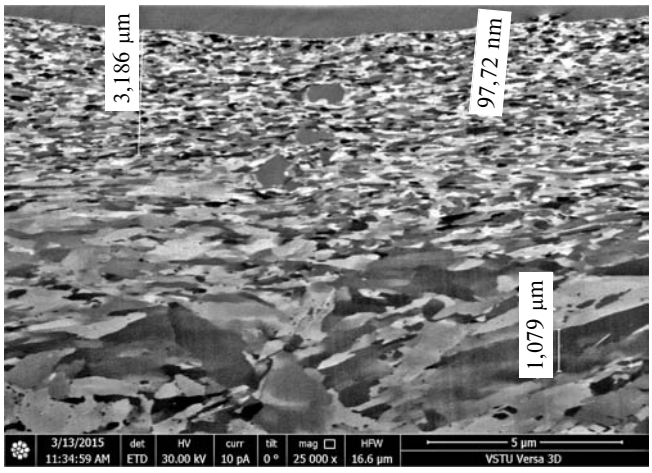
Анализ обработанных поверхностей показал наличие тонких деформированных слоев в несколько микрометров, в которых деформация зерен уменьшается по мере удаления от поверхности. Деформационное состояние участка *c* (см. рис. 3) определяет высоту микронеровностей обработанной поверхности. Также на параметры *Rz* и *Ra* влияют геометрия инструмента, состояния его рабочих поверхностей, вибрации, условия резания. Технические возможности микроскопа Versa 3D позволили выборочно оценить деформацию зерен в поверхностном слое. По сравнению с недеформированным зерном размеры зерен в зоне деформации в 5—10 раз меньше.



а)



б)



в)

Рис. 5. Зоны деформаций после обработки заготовок с разной скоростью *v* резания:

а — v = 10 м/мин, *Ra* — 6 мкм; *б* — v = 20 м/мин, *Ra* = 2 мкм; *в* — v = 40 м/мин, *Ra* = 3 мкм

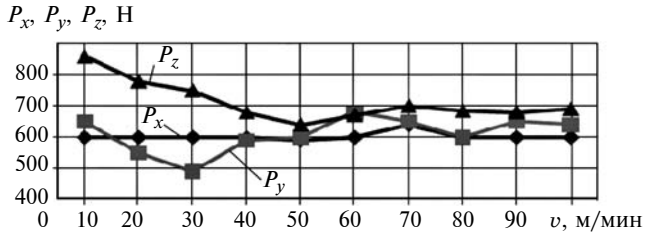


Рис. 6. Зависимости изменения составляющих P_x, P_y, P_z силы резания при токарной обработке стали 14Х17Н2 твердосплавным резцом Т5К10

При исследовании поверхностных слоев, полученных при t = 1 мм, S = 0,11 мм/об и разных скоростях резания стали 14Х17Н2, установлено, что скорость резания влияет на глубину деформации: при v = 10 м/мин она составляет 4,22 мкм, при v = 30 м/мин — 2,741 мкм, при v = 40 м/мин — 3,186 мкм. Кроме того, характер изменения микронеровностей от скорости резания в одинаковых сечениях идентичен.

Глубина деформации зависит от нормальных и касательных напряжений, поэтому можно предположить, что изменение силы резания от скорости резания будет соответствовать зависимости параметра *Ra* от скорости v. Обработка стали 14Х17Н2 резцом Т5К10 при t = 1 мм, S = 0,11 мм/об и v = 10÷100 м/мин это подтвердила (рис. 6). Силу резания измеряли тензометрическим токарным динамометром DKM 2010 фирмы TeLC (Германия) с погрешностью измерения 0,1 %.

Аналогичные результаты получили и при обработке стали ЭИ961 резцом из сплава ВК8.

Сложные зависимости изменения оставляющей P_y силы резания и параметра шероховатости от скорости резания (см. рис. 1 и 6) объясняются особым видом контактного взаимодействия при обработке данных сталей [3], т. е. наличием зоны застоя, изменяющейся аналогично наросту на поверхности резца при v = 10÷30 м/мин.

На рис. 7 представлен микрошлиф корня стружки коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т при обработке инструментом из сплава ВК6, полученной при v = 22,5 м/мин [3].

Передний угол γ резца влияет на составляющие силы резания и высоты микронеровностей обрабо-

танной поверхности при токарной обработке. Изменение переднего угла резца при $v = 10 \div 40$ м/мин изменяет силу резания, глубину деформации и параметр *Ra*.

В работе [3] указывается, что возникновение зоны застоя обусловлено отношением $\lambda_и/\lambda_{ст}$ коэффициентов теплопроводности инструментального и обрабатываемого материалов. Чем меньше его значение, тем больше диапазон скоростей, при которых возникает зона застоя. При $\lambda_и/\lambda_{ст} \geq 1$ зона застоя отсутствует. При этом имеет место необычный нарост — твердость данного элемента в 2 раза меньше твердости обычного нароста, и в нем наблюдается пластическое течение металла. Величина зоны застоя зависит от скорости резания, так как последняя влияет на отношение $\lambda_и/\lambda_{ст}$. При изменении переднего угла резца изменяется угол β сдвига, что в первую очередь изменяет горизонтальную составляющую P_x силы резания. При увеличении скорости резания до 30 м/мин застойная зона не возникает, что обусловлено увеличением коэффициента теплопроводности обрабатываемых сталей и коэффициента *m* теплоусвоения (его значение приближается к единице).

При $v = 15$ м/мин все составляющие силы резания увеличиваются, так как увеличивается передний угол резца из-за образования зоны застоя, при этом глубина деформации — наибольшая.

При $v = 30$ м/мин передний угол инструмента составляет $\gamma = -5°$ и зоны застоя нет, составляющие силы резания уменьшаются (касательная составляющая — минимальная), глубина деформации — наименьшая.

Деформационная составляющая механизма лезвийного разрушения металла при резании определяет глубину деформированного слоя и величину напряжений на участке *c* лезвия (см. рис. 3, зона *A*).

При $v = 10 \div 100$ м/мин повышается теплопроводность, что изменяет отношение хрупкого и вязкого разрушений.

На рис. 8 приведены зависимости коэффициента теплопроводности и предела прочности для стали 14Х17Н2 от температуры [9]. Данные зависимости объясняют увеличение параметра *Ra* шероховатости при увеличении скорости резания с 30 до 100 м/мин. Это обусловлено изменением коэффициента теплопроводности коррозионно-стойких сталей от температуры. В этом диапазоне скоростей резания увеличивается температура в зоне резания, однако при этом увеличиваются и коэффициент теплопроводности, и отток теплоты из зоны *A* (см. рис. 3), что повышает температурную прочность стали, в механизме формирования микронеровностей обработанной поверхности преобладает хрупкое разрушение. Это согласуется с теорией разрушения (с позиций порога хладноломкости) коррозионно-стойких сталей с объемноцентрированной кубической или гексогональной решетками [10], т. е. при высокой температуре вязкое разрушение изменяется на хрупкое.

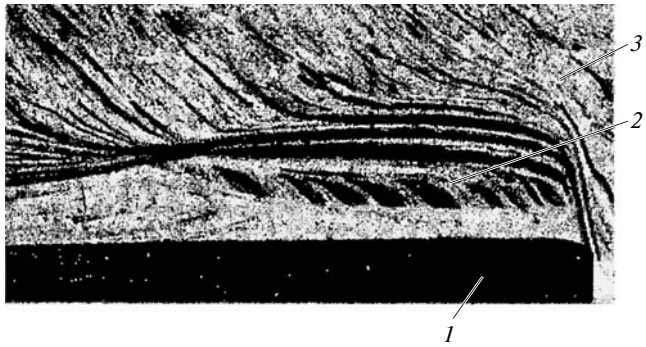


Рис. 7. Микрошлиф корня стружки [3] (v = 22,5 м/мин, S = 0,3 мм/об, t = 1,5 мм):
1 — твердый сплав ВК6; *2* — зона застоя; *3* — сталь 12Х18Н10Т

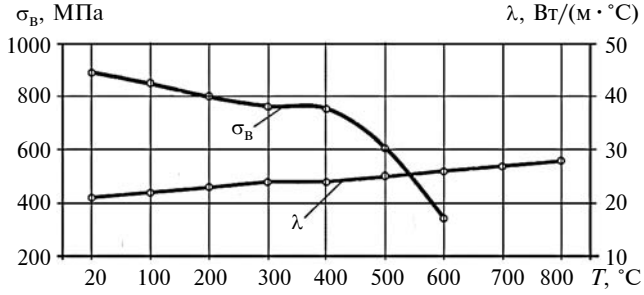


Рис. 8. Зависимости коэффициента λ теплопроводности и предела прочности $\sigma_в$ для стали 14Х17Н2 от температуры *T* [9]

Таким образом, предложенная модель формирования микрогеометрии обрабатываемой поверхности при скоростях резания $v = 10 \div 100$ м/мин учитывает особенность контактного взаимодействия заготовки из коррозионно-стойкой стали и твердосплавного инструмента, обусловленную соотношением коэффициентов теплопроводности данной пары.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Справочник** технолога-машиностроителя. Т. 1 / Под ред. А. М. Дальского, А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова, А. Г. Суслова. М.: Машиностроение — 1, 2003, 912 с.
2. **Пат. 2492968 Рос. Федерации:** МПК B23B25/06. Способ определения параметра шероховатости на токарных станках с ЧПУ при получистовой и чистовой обработке металла твердосплавным инструментом.
3. **Талантов Н. В.** Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. М.: Машиностроение, 1992. 240 с.
4. **Проблемы** управления качеством обработки и моделирование процесса формирования шероховатости поверхности при точении / Н. Г. Зайцева, А. Р. Ингеманссон, Д. В. Крайнев, А. С. Сергеев // Изв. ВолгГТУ.

УДК 621.914.1 — 45:621.9.02.001.573

А. А. ФОМИН, д-р техн. наук (Владимирский ГУ), e-mail: fominl@mail.ru

Формирование поверхностей при профильном фрезеровании инструментами с выпуклым и вогнутым режущими контурами

Рассматривается формирование геометрических отклонений поверхностей при обработке фасонной фрезой с вогнутым и выпуклым режущими профилями. Определены поперечные сечения фасонной фрезы, которые формируют экстремальные геометрические погрешности обработанных поверхностей. На их основе разработаны рекомендации по снижению трудоемкости контрольных операций при изготовлении деталей.

Ключевые слова: профильное фрезерование, выпуклый и вогнутый режущие контуры, обработанная поверхность, геометрические отклонения.

The formation of surfaces geometric deflections at machining by formed milling cutter with convex and concave cutting contours is considered. The cross-sections of a formed milling cutter, which generates the extreme geometric deflections of the machined surfaces, are determined. On their base the recommendations on labour intensity decrease of check-out operations at production of parts are developed.

Keywords: profile milling, convex and concave cutting contours, machined surface, geometric deflections.

В машиностроении часто применяют изделия с профильными поверхностями, которые обрабатываются инструментами с вогнутым или выпуклым режущими контурами, описываемыми кривыми второго порядка. Формообразование таких поверхностей происходит в результате контактного взаимодействия фасонного режущего инструмента (фрезы, шлифовального круга и пр.), профили которых представляют собой дугу окружности.

Формообразование плоских и выпуклых поверхностей при механической обработке проанализировано в работах [1—3], где представлены рекомендации по повышению геометрической точности изделий, однако формообразование вогнутых поверхностей исследовано недостаточно, например, нет данных о дислокации погрешностей на обработанной поверхности. Поэтому при изготовлении изделий фасонным фрезерованием приходится выполнять множество контрольных операции, что увеличивает технологическую себестоимость продукции.

Вогнутый профиль изделия формируется в результате контактного взаимодействия фасонной фрезы *1* (рис. 1) с заготовкой *2*. Режущие пласти-

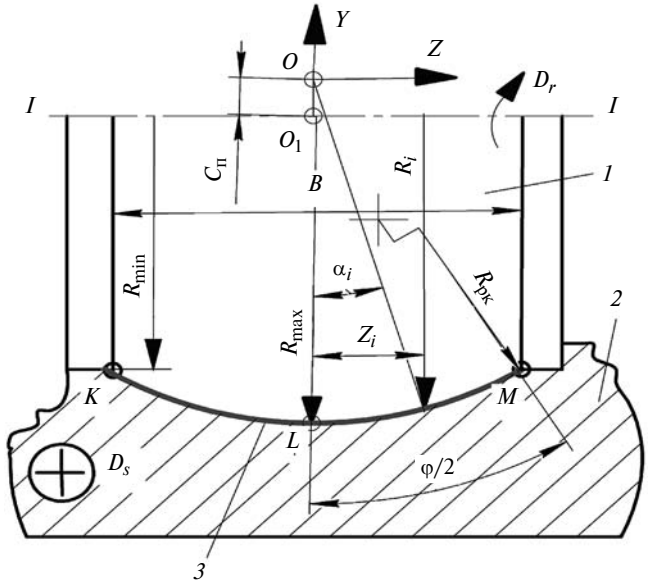


Рис. 1. Схема контактного взаимодействия инструмента и заготовки при фрезеровании вогнутой профильной поверхности

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 79)

Сер. "Прогрессивные технологии в машиностроении". Вып. 8. 2012. № 13 (100). С. 15—18.

5. **Зайцева Н. Г., Сергеев А. С., Плотников А. Л.** Автоматизированный способ расчета высоты микронеровностей при точении труднообрабатываемых аустенитных, мартенситных и мартенситно-ферритных сталей // Науч. тр. III Междунар. науч. конф. "Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении". М.: ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН, 2014. С. 107—111.

6. **Старков В. К.** Физика и оптимизация режимов резания материалов. М.: Машиностроение, 2009. 640 с.

7. **Свид. о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2013618267:** Расчет величины среднего арифметического отклонения профиля обработанной поверхности при точении коррозионно-стойких сталей твердосплавным инструментом.

8. **Нан Яо, Чжун Лин Ван.** Справочник по микроскопии для нанотехнологии / Пер. с англ. М.: Научный мир, 2011. 711 с.

9. **Стали** и сплавы. Марочник: Справочник / Под ред. В. Г. Сорокина, М. А. Гервасьева. М.: Интермет инжиниринг, 2001. 608 с.

10. **Гуляев А. П.** Металловедение. М.: Металлургия, 1977. 648 с.

ны фрезы заточены по дуге KLM окружности. На рис. 1 направление вращения фрезы показано стрелкой D_r, а движение заготовки — стрелкой D_s. Ввиду криволинейности режущего профиля *3* текущий радиус R_i фасонной фрезы изменяется.

Как правило, центр дуги KLM (точка O) не лежит на оси $I—I$ вращения фрезы. Для упрощения математического описания процесса формирования обработанной поверхности приняли систему координат YZ с началом в точке O. Дуге KLM окружности соответствует центральный угол φ, образованный радиусами $R_{рк}$ из центра O окружности в точки K и M.

После каждого единичного реза зубом фрезы на обрабатываемой поверхности заготовки образуется вогнутый профиль *3*.

Расстояние $C_в$ (от центра O до точки O_1, лежащей на оси $I—I$ вращения фрезы) находим по формуле

$$C_п = R_{рк} - R_{max}, \quad (1)$$

где $R_{рк}$ — радиус режущего профиля фрезы; R_{max} — максимальный радиус фрезы.

Для произвольного i-го поперечного сечения фрезы уравнение (1) имеет вид:

$$C_{вп} = R_{рк}\cos[\arcsin(z_i/R_{рк})] - R_i, \quad (2)$$

где z_i — расстояние (аппликата) данного поперечного сечения от центра O системы координат YZ; R_i — текущий радиус фасонной фрезы.

Приравняв правые части выражений (1) и (2) и выполнив преобразования, получим текущий радиус фрезы с выпуклым режущим профилем в функции аппликаты z_i, изменяющейся в интервале $B \le z_i \le B/2$ (B — высота фрезы):

$$R_i = R_{рк}(\cos\arcsin(z_i/R_{рк} - 1) + R_{max}. \quad (3)$$

Текущий угол α_i, образованный плоскостью, перпендикулярной оси вращения инструмента, и радиусом $R_{рк}$ режущего профиля фрезы, находим по формуле

$$\alpha_i = \cos\arcsin(z_i/R_{рк}). \quad (4)$$

Угол α_i изменяется от 0 (α_{max}) до 0,5 (α_{min}). При $\alpha_{min} = 0$ аппликата z_i равна нулю, а плоскость, перпендикулярная оси инструмента, проходит через точку L. Для выпуклого режущего профиля фрезы в поперечном сечении, проходящем через точку O, текущий радиус будет иметь максимальное значение (R_{max}), а при $z_i = \pm B/2$ — минимальное (R_{min}).

Если известны высота B, радиус $R_{рк}$ и текущий радиус R_i в одном из поперечных сечений инструмента, можно определить максимальный радиус фрезы:

$$R_{max} = R_i - R_{рк}\left(\cos\arcsin\left(\frac{B}{2R_{рк}}\right) - 1\right). \quad (5)$$

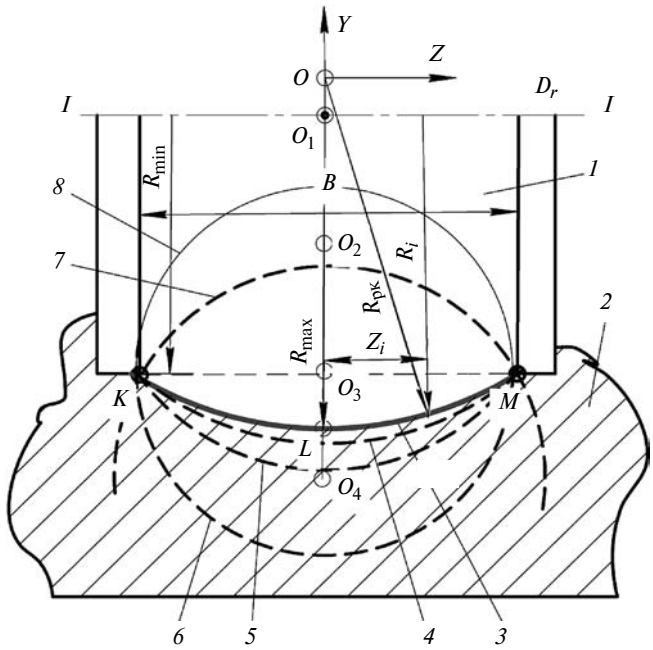


Рис. 2. Схема изменения длины режущего профиля фасонной фрезы при смещении его геометрического центра в поперечной плоскости симметрии инструмента

По формулам (3)—(5) можно определить радиус фрезы в любом поперечном сечении. Радиус $R_{рк}$ режущего профиля и высота B фрезы заданы чертежом изделия, т. е. они известны и являются исходными данными при проектировании технологической операции.

Для любого выпуклого режущего профиля, который можно реализовать для фасонной фрезы, уравнение дуги KLM имеет вид: $Y^2 + Z^2 = R_{рк}^2$ при $\infty > R_{рк} \ge B/2$.

При смещении начала координат YZ вниз (отрицательное направлении по оси Y) в точку O кривизна профиля фрезы увеличивается до дуги KLM окружности (рис. 2), радиус которой находится в интервале $B/2 < R_{рк} < \infty$. При дальнейшем перемещении точки O в этом направлении профиль фрезы будет соответствовать линиям *4* и *5*, и по мере приближения к точке O_3, лежащей на отрезке прямой KM, кривизна фрезы будет увеличиваться, а радиус $R_{рк}$ — уменьшаться. При совпадении точек O и O_3 профиль фрезы будет представлять собой полуокружность *6* и $R_{рк} = B/2$, т. е. длина профиля фрезы при $R_{рк} = B/2$ увеличится до максимального значения $\pi R_{рк}$. Таким образом, радиус режущего профиля фрезы уменьшается от ∞ до $0{,}5B$, а длина профиля фрезы увеличивается с B до $\pi R_{рк}$.

Рассмотрим перемещение системы координат YZ вверх (в положительном направлении по оси Y). В этом случае при $R_{рк} = -\infty$ профиль фрезы представляет собой прямую линию, т. е. это уже не фа-

сонная фреза, а цилиндрическая. По мере приближения начала системы координат YZ к точке O_4 кривизна профиля будет увеличиваться, а радиус $R_{рк}$ уменьшаться, профиль фрезы становится вогнутым.

При совпадении начала системы координат YZ с точкой O_3 профиль фрезы будет совпадать с кривой *8*. В этом случае длина режущего профиля фрезы будет иметь максимальное значение, а радиус $R_{рк}$ — минимальное.

Таким образом, радиус профиля фрезы принимает значения

$$B/2 \le R_{рк} < \infty. \quad (7)$$

Если условие (7) не выполняется, например $R_{рк} < 0{,}5B$, то такую фрезу нельзя использовать для профильной обработки изделия до заданных размеров из-за их искажения.

При проектировании профильного фрезерования необходимо обосновать выбор конструкции режущего инструмента. При этом в качестве исходных данных, кроме информации об обрабатываемом материале, режущей части фасонной фрезы, качестве обработанных поверхностей, их геометрической точности и прочего, необходимо знать высоту B и радиус $R_{рк}$ режущего профиля фрезы.

Приведенные выше формулы связывают радиус $R_{рк}$ режущего профиля и высоту B фасонной фрезы с другими ее параметрами, что позволяет рассчитать геометрию инструмента для конкретной технологической операции.

Не менее важными являются данные о геометрических отклонениях (погрешностях) обработанной поверхности, которые возникают при фрезеровании. Для расчета ожидаемых погрешностей необходимо иметь адекватные зависимости, связывающие искомые погрешности с рядом независимых факторов процесса профильного фрезерования, обусловленные режимом обработки и конструктивными параметрами режущего инструмента. Установим эти зависимости.

Анализ априорной информации о формообразовании профильных поверхностей, обработанных лезвийными режущими инструментами, показал, что основное влияние на геометрические погрешности оказывает кинематика процесса резания. При цилиндрическом фрезеровании на обработанной поверхности образуется неровность в виде гребня, высоту которого находим по формуле [1, 2]

$$\Delta_k = R - \sqrt{R^2 - \left(\frac{\pi v_s}{z\omega}\right)^2}, \quad (8)$$

где R = const — радиус цилиндрической фрезы; v_s — подача заготовки; z и ω — число зубьев и угловая скорость фрезы.

Использовать формулу (8) для нахождения геометрической погрешности Δ_k при фасонном фрезеровании нельзя, так как радиус фрезы изменяется по высоте B, что приводит к формированию разных по величине геометрических погрешностей вдоль режущего профиля.

Подставив выражение (3) в формулу (8) и выполнив преобразования, получим математическую модель погрешности обработанной поверхности, обусловленную кинематикой процесса фрезерования и конструктивными параметрами фрезы с выпуклым режущим контуром:

$$\Delta_k = R_{рк}\cos\left(\arcsin\left(\frac{z_i}{R_{рк}}\right)\right) + R_{max} - R_{рк} - e, \quad (9)$$

где $R_{рк}$ — радиус профиля фрезы; z_i — аппликата рассматриваемого поперечного сечения; R_{max} — максимальный радиус фрезы;

$$e = \sqrt{\left[R_{рк}\cos\left(\arcsin\left(\frac{z_i}{R_{рк}}\right)\right) + R_{max} - R_{рк}\right]^2 - \left(\frac{\pi v_s}{Z\omega}\right)^2}.$$

Согласно выражению (9) высота Δ_k неровностей для конкретной фасонной фрезы (в реальной модели фрезы размеры фиксированы) зависит от аппликаты z_i, определяющей расстояние рассматриваемого поперечного сечения от начала O системы координат YZ. При $z_i = 0$ высота неровностей составляет:

$$\Delta_k = R_{max} - \sqrt{R_{max}^2 - \left(\frac{\pi v_s}{Z\omega}\right)^2}. \quad (10)$$

При $z_i = \pm 0{,}5B$ высота Δ_k неровностей, рассчитанная по формуле (9), меньше по сравнению со значением, полученным по формуле (10).

Так как значению $z_i = 0$ соответствует поперечное сечение, совпадающее с осью симметрии инструмента, а значению $z_i = \pm 0{,}5B$ — два поперечных сечения, каждое из которых совпадает с плоскостью одного из торцов, то очевидно, что при фасонном фрезеровании инструментом с выпуклым режущим профилем максимальные геометрические неровности находятся в плоскостях, отстоящих от продольной оси симметрии обработанной поверхности изделия на расстоянии $\pm 0{,}55B$, а минимальные — в продольной плоскости симметрии заготовки (рис. 3, *а*).

Формирование геометрических неровностей при фрезеровании инструментом с вогнутым режущим профилем описано в работе [1]. На рис. 3, *а* представлены траектории смежных единичных резов, образующих неровности на обрабатываемой поверхности. Фасонная фреза показана в двух последовательных положениях. Исходное положение инструмента (поз. *1*) представляет собой траекто-

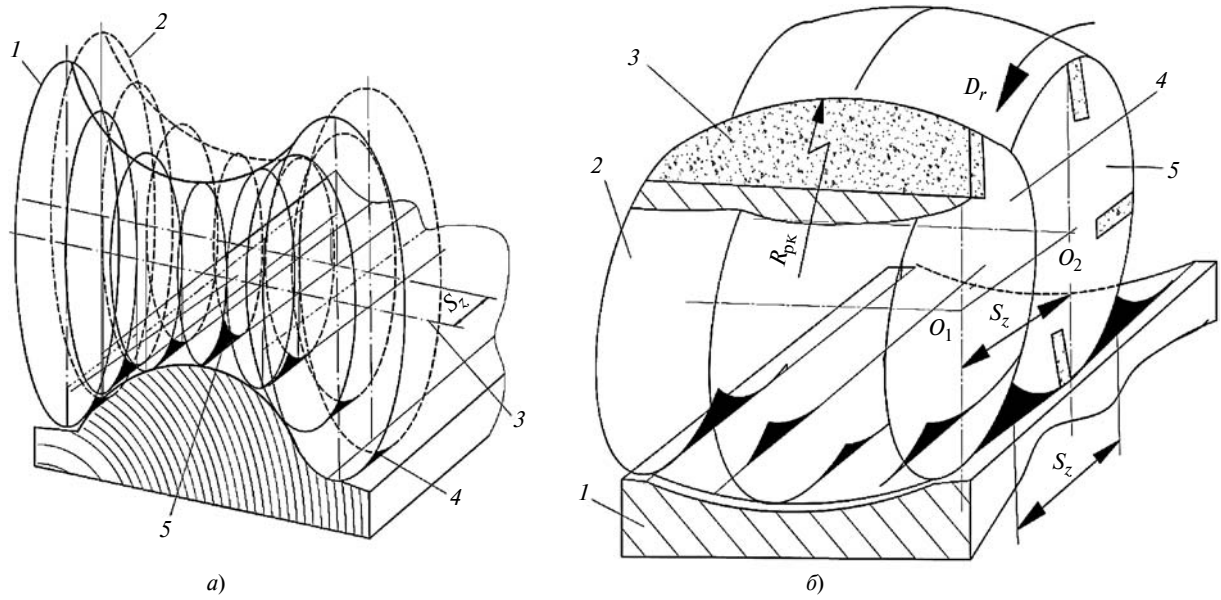


Рис. 3. Схемы формирования неровностей обработанной поверхности при профильном фрезеровании инструментами с вогнутым (*а*) и выпуклым (*б*) режущими контурами

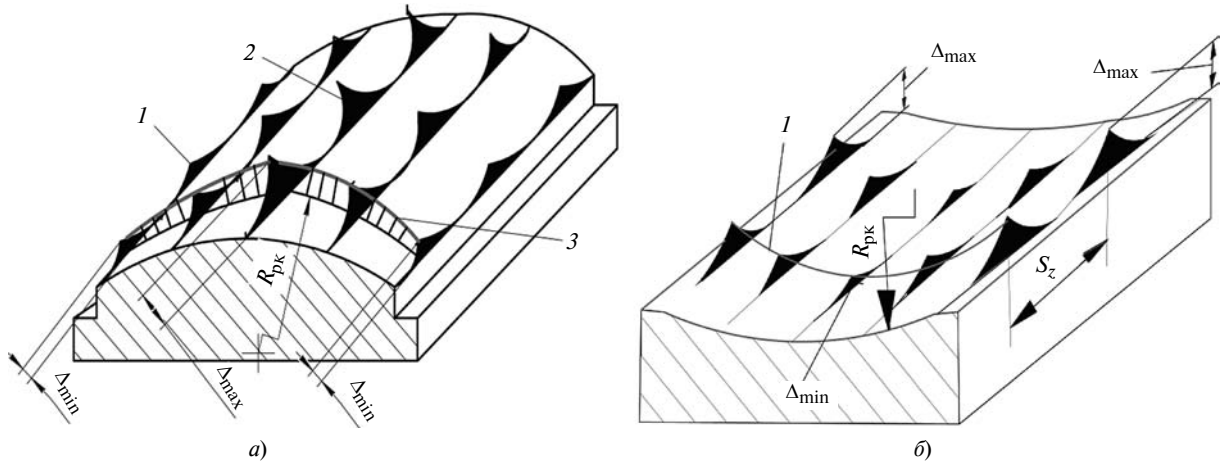


Рис. 4. Расположения экстремальных и промежуточных неровностей на выпуклой (*а*) и вогнутой (*б*) обработанных поверхностях

рию вершин режущих пластин в разных поперечных плоскостях.

Траектория *2* (штриховые линии) показывает движение инструмента со смещением оси *3* на величину S_z (подача на зуб). Неровность *4* сформирована режущей точкой, вращающейся в плоскости правого торца, а неровность *5* — режущей точкой, расположенной в поперечной плоскости симметрии фрезы.

При фрезеровании заготовки *1* (рис. 3, *б*) фасонным инструментом *2*, оснащенным выпуклыми режущими пластинами *3*, заточенными по дуге радиусом $R_{рк}$, формообразование поверхности происходит аналогично обработке фрезой с вогнутым режущим профилем. Однако при перемещении торца фасонной фрезы на величину S_z из положения *4* в положение *5* (ось инструмента переместилась на расстояние O_1O_2) дислокация неровностей по обработанной поверхности изменяется.

При обработке фрезой с вогнутым режущим профилем минимальные неровности *1* возникают по боковым сторонам заготовки (рис. 4), максимальные неровности *3* — в продольной плоскости симметрии изделия, а промежуточные неровности — ограничены кривой линией *3*, соединяющей вершины минимальных и максимальных неровностей (рис. 4, *а*).

При профильном фрезеровании инструментом с выпуклым режущим контуром максимальная высота Δ_{max} неровностей образуется по боковым сторонам изделия (рис. 4, *б*), минимальная высота Δ_{min} — в продольной плоскости симметрии, а промежуточные неровности ограничены кривой *1*, соединяющей вершины максимальных и минималь-

ных неровностей. Кривые *1* (рис. 4, *б*) и *3* (рис. 4, *а*) описываются уравнениями парабол, ветви которых направлены соответственно вверх и вниз, однако ввиду малых значений погрешностей Δ_{min} и Δ_{max} уравнения парабол можно заменить уравнением окружности радиусом $R_{рк}$.

Основными факторами, влияющими на геометрические погрешности обработанной поверхности при фрезеровании вогнутым и выпуклым фрезами, являются: подача v_s заготовки, глубина t резания, число Z зубьев, угловая скорость ω и радиус $R_{рк}$ режущего профиля фрезы. При равных условиях профильного фрезерования инструментом с вогнутым и выпуклым режущими контурами (одинаковые режимы резания, максимальные и минимальные диаметры, высоты и радиусы профиля и пр.) высота неровностей выпуклых обработанных поверхностей больше, чем вогнутых. При этом для вогнутого профиля фрезы максимальная высота неровностей располагается в продольной плоскости симметрии изделия, а для выпуклого профиля фрезы — у торцов.

Это имеет большое значение, так как на чертежах изделий содержатся лишь данные, ограничивающие максимальные значения геометрических погрешностей, при этом минимальные и промежуточные значения во внимание не принимаются.

Поэтому достаточно измерить геометрические погрешности лишь на лимитирующих площадках готового изделия и сравнить их с допустимыми значениями по чертежу. Такая оценка геометрической точности изделия позволяет снизить временные затраты на контрольных операциях.

Таким образом, для вогнутых криволинейных поверхностей, обработанных инструментами с выпуклым режущим профилем, достаточно измерить геометрические погрешности в зоне боковых сторон готового изделия, а для выпуклых обработанных поверхностей — в продольной плоскости симметрии изделия.

По формуле (9) целесообразно рассчитывать лишь максимальные геометрические погрешности и сравнивать их с допустимыми значениями, что также снижает затраты на этапе подготовки изделия к производству.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Фомин А. А., Гусев В. Г.** Геометрические погрешности профильной поверхности, формируемые в процессе фрезерования // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 73—77.
2. **Фомин А. А.** Оборудование и технология механической обработки отходов лесопиления: монография. М.: Машиностроение, 2013. 206 с.
3. **Фомин А. А.** Обеспечение микрогеометрии поверхностей при механической обработке заготовок с неоднородными свойствами // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2012. № 12. С. 27—29.
4. **Фомин А. А.** Кинематика формирования обрабатываемой поверхности в процессе фрезерования // СТИН. 2013. № 4. С. 16—19.
5. **Фомин А. А.** Формирование обрабатываемой фасонной поверхности заготовки под действием силы резания // Технология машиностроения. 2013. № 5. С. 19—23.

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).