Ve0715.fm Page 1 Monday, June 22, 2015 5:03 PM

ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

7
2015

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-(495)-661-03-36

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

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

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

Отпечатано в ООО "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:
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)

Ve0715.fm Page 2 Monday, June 22, 2015 5:03 PM

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Болнокин В. Е., Ивашов Е. Н., Костомаров П. С., Яговцев В. О. — Стратегия технического обслуживания систем управления . . . 3

Кожевников В. Ф. — Распределение усилий по рядам односрезных поперечных болтовых стыков . . . 6

Подвойский А. О., Крылов П. В., Шарохин В. Ю., Решетников А. Д. — Концепция расчета на прочность магистральных трубопроводов из обетонированных труб для подводных переходов . . . 11

Иванов А. С., Смирнов Н. И., Муркин С. В., Ермолаев М. М. — Сопротивление усталости винтов резьбовых соединений погружных центробежных насосов при их нагружении круговым опрокидывающим моментом . . . 17

Александров И. К. — Правило десяти моментов холостого хода механической передачи . . . 22

Седакова Е. Б., Козырев Ю. П. — Физическая модель износа полимерных композитов с пространственным расположением наполнителя в виде коротких волокон . . . 27

Мамити Г. И., Плиев С. Х., Тедеев В. Б. — Расчет устойчивости трицикла с наклоняющимся кузовом . . . 30

Чукарин А. Н., Сычев А. П., Подуст С. Ф. — Исследования эффективных коэффициентов потерь энергии колебаний в стержневых конструкциях . . . 35

Тамаркин М. А., Тищенко Э. Э., Вяликов И. Л. — Теоретические основы повышения эффективности виброабразивной обработки при наложении ультразвукового поля . . . 38

Аверьянов Г. С., Бельков В. Н., Бурьян Ю. А., Корчагин А. Б., Балашов В. С. — Решение задачи вибрационной защиты насосных станций систем водоснабжения . . . 42

Сутягин О. В., Мешков В. В., Мединцев С. В. — Влияние твердосмазочных покрытий и шероховатости контактирующих поверхностей на распределение нагрузки по виткам резьбовых сопряжений и винтовых передач . . . 46

Зюзин А. А., Константинова И. С., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. — Проблема стандартизации наклонного типа направления микронеровностей шероховатости поверхностей . . . 51

Янко В. М. — Смазывание рабочих поверхностей деталей оборудования для переработки полимерных материалов . . . 54

Блинов Д. С., Шатилов А. А. — Автоматизированная система "Точные широкодиапазонные оправки с разрезной цангой" . . . 57

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Плехов А. С, Титов Д. Ю., Горсков В. П. — Течение и релаксация магнитореологической жидкости в дроссельных каналах гидроопор . . . 59

Винокуров Г. Г., Стручков Н. Ф., Попов О. Н. — Построение опорных кривых профиля поверхностей трения износостойких порошковых покрытий . . . 64

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Смыслов А. М., Быбин А. А., Даутов С. С. — Исследование высокотемпературной газовой коррозии интерметаллидного сплава TNM-B1 . . . 68

Агеева Е. В., Агеев Е. В., Воробьев Е. А. — Анализ формы и морфологии частиц порошка, полученного из вольфрамсодержащих отходов электроэрозионным диспергированием в керосине . . . 72

Гафаров А. М., Сулейманов П. Г., Калбиев Ф. М., Гафаров В. А. — Исследование влияния режимов обработки на свойства поверхностных слоев деталей после раскатывания . . . 74

Пустовалов Д. А., Мокрицкий Б. Я., Коннова Г. В. — Выбор рациональных инструментальных материалов с использованием метода скрайбирования . . . 77

Проблемы теории и практики резания материалов

Бекренев Н. В., Мулдашева Г. К., Петровский А. П., Цветкова О. А. — Аналитическое определение сил резания при ультразвуковой обработке высокопрочных материалов с учетом термического эффекта . . . 81

Обработка материалов без снятия стружки

Малафеев С. И., Коняшин В. И., Малафеева А. А. — Определение силы трения при прокатке металла . . . 83

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Трояновская И. П. — Влияние угла наклона свободной ветви на предварительное натяжение гусеницы . . . 86

Лобанов Д. В., Ефремов И. М., Кузьмичев В. А., Лиханов А. А., Лобанова А. Н., Дивин Д. В. — Роторно-вибрационный смеситель со сдвоенным подпружиненным двухчастотным сферическим вибратором . . . 87

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Bolnokin V. E., Ivashov E. N., Kostomarov P. S., Yagovtsev V. O. — Policy of maintenance support of control systems

Kozhevnikov V. F. — Load distribution along the rows of single-shear transverse bolted joints

Podvoyskiy A. O., Krylov P. V., Sharokhin V. Yu., Reshetnikov A. D. — Principles of strength analysis of trunk pipelines from concrete weight coated pipes for water barriers

Ivanov A. S., Smirnov N. I., Murkin S. V., Ermolaev M. M. — Fatigue resistance of screws of threaded joints of sinking centrifugal pumps at loading by circular tilting moment

Aleksandrov I. K. — Rule of ten moments of idle run of mechanical transmission

Sedakova E. B., Kozyrev Yu. P. — Physical model of wear of polymer composites with three-dimensional orientation of short-fiber type filler

Mamiti G. I., Pliev S. Kh., Tedeev V. B. — Analysis of stability of tricycle with bending car body

Chukarin A. N., Sychev A. P., Podust S. F. — Research of effective loss coefficients of vibrational energy in frame structures

Tamarkin M. A., Tischenko E. E., Vyalikov I. L. — Theoretical foundations of effectiveness improvement of vibroabrasive machining at ultrasound field imposition

Aver'yanov G. S., Bel'kov V. N., Bur'yan Yu. A., Korchagin A. B., Balashov V. S. — Solution of vibration protection problem of pumping stations of water supply systems

Sutyagin O. V., Meshkov V. V., Medintsev S. V. — Influence of solid lubricant coatings and roughness of contacting surfaces on load distribution along threads of threaded joints and screw gears

Zyuzin A. A., Konstantinova I. S., Kaz'min B. N., Yurov M. D. — Problem of standardization of inclined orientation of imicroasperities of rough surfaces

Yanko V. M. — Lubriating of working surfaces of parts of equipment for reprocessing of polymer materials

Blinov D. S., Shatilov A. A. — "Accurate wide-range mandrels with split collet" automated system

Problems oftribology — frictiofy, wearing away and lubrication

Gordeev B. A., Okhulkov S. N., Plekhov A. S., Titov D. Yu., Gorskov V. P. — Flow and relaxation of magnetorheologic liquid in throttle channels of hydraulic bearings

Vinokurov G. G., Struchkov N. F., Popov O. N. — Construction of bearing curves of friction surfaces of wear resistant powder coatings

MANUFACTURING ENGINEERING

Smyslov A. M., Bybin A. A., Dautov S. S. — Research of high-temperature gas corrosion of TNN-B1 intermetallic alloy

Ageeva E. V., Ageev E. V., Vorob'ev E. A. — Analysis of shape and morphology of powder particles, obtained from tungsten-containing wastes by electroerosion dispersion in kerosene

Gafarov A. M., Suleymanov P. G., Kalbiev F. M., Gafarov V. A. — Research of influence of processing modes on surface layers parts after internal roll burnishing

Pustovalov D. A., Mokritskiy B. Ya., Konnova G. V. — Selection of rational tool materials with use of scribing method

Problems of theory and practice of materials cutting

Bekrenev N. V., Muldasheva G. K., Petrovskiy A. P., Tsvetkova O. A. — Analytical determination of cutting forces at ultrasonic processing of high-strength materials taking into account thermal effect

Chipless processing of materials

Malafeev S. I., Konyashin V. I., Malafeeva A. A. — Determination of friction force at metal rolling

TECHNICAL INFORMATION

Troyanovskaya I. P. — Free branch influence of inclination angle on track pretension

Lobanov D. V., Efremov I. M., Kuz'michev V. A., Likhanov A. A., Lobanova A. N., Divin D. V. — Rotor and vibration mixer with binary spring-loaded two-frequency spherical vibrator

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

Сдано в набор 05.05.2015. Подписано в печать 14.06.2015.
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", 2015

Ve0715.fm Page 3 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.391.175

В. Е. БОЛНОКИН, Е. Н. ИВАШОВ, доктора технических наук, П. С. КОСТОМАРОВ, В. О. ЯГОВЦЕВ
(НИУ "Высшая школа экономики"), email: eivashov@hse.ru

Стратегия технического обслуживания систем управления

Рассмотрена стратегия технического обслуживания сложной технической системы, обеспечивающая максимальную эффективность ее эксплуатации. Решенная оптимизационная задача целочисленного программирования позволяет объединить структурные элементы проекта в группы, оптимальные с позиции минимизации межгрупповых связей.

Ключевые слова: техническая система, автоматизированное проектирование, техническое обслуживание, оптимизационная задача, системы управления.

The policy of maintenance support of a complicated engineering system, providing the maximum effectiveness of its service, is considered. The solved optimization problem of integer programming allows combining the structural elements of a project into groups, optimal from the position of minimization of inter-group connections.

Keywords: engineering system, computer-aided design, maintenance support, optimization problem, control systems.

Создание сложных технических систем (ТС) связано с разработкой стратегии технического обслуживания, позволяющей получить от эксплуатации данной системы максимальную эффективность. Качество технического обслуживания во многом определяет надежность работы системы.

При постановке задачи по оптимизации технического обслуживания, как правило, заданными являются показатели надежности: функция $\Phi(v)$ распределения времени самостоятельного проявления отказа и функция $P(x)$ распределения времени безотказной работы ТС или отдельных ее элементов. Заданными также являются показатели ремонтопригодности: функции распределения времени различных восстановительных работ, которые можно выполнить. Вышеперечисленные показатели и стратегия, в соответствии с которой назначаются сроки проведения восстановительных работ, определяют состояния ТС и развитие этих состояний во времени [1].

Допустим, что множество E возможных состояний ТС конечно: $E = \{E_1, E_2, ..., E_n\}$. Тогда функции $x(t)$ (траектории), описывающие эволюцию состояний ТС во времени, будут ступенчатыми. Определим функционал этого случайного процесса, который при фиксированных параметрах надежности будет характеризовать стратегию технического обслуживания данной ТС [2]. За конечный отрезок времени $[0, t]$ траектория процесса $x(t)$ задается числом m переходов и моментами переходов: $t_0 = 0 < t_1 < t_2 < ... < t_m \le t$; $E_{i_0}, E_{i_1}, ..., E_{i_m}$, в которых процесс находится между моментами перехода. Тогда функционал определим как математическое ожидание:

$$M\left\{\sum_{k=0}^{m-1} c_{i_k}(t_{k+1} - t_k) + c_{i_m}(t - t_m)\right\}, \qquad (1)$$

где константы c_i будем трактовать как доход, получаемый за единицу времени нахождения ТС в состоянии E_i. При продолжительной эксплуатации ТС ($t \to \infty$) функционал (1) стремится к бесконечности.

Удельный доход от эксплуатации ТС составит:

$$I = \lim_{t\to\infty} \frac{1}{t} M\left\{\sum_{k=0}^{m-1} c_{i_k}(t_{k+1} - t_k) + c_{i_m}(t - t_m)\right\}. \qquad (2)$$

Выражение (1) можно переписать в виде $\sum_{i=1}^{n} c_i M(X_i(t))$, где $X_i(t)$ — суммарное время пребывания процесса $x(t)$ в состоянии E_i за отрезок времени $[0, t]$. Выражение (2) примет вид:

$$I = \sum_{i=1}^{n} c_i \lim_{t\to\infty} \frac{M(X_i(t))}{t} = \sum_{i=1}^{n} c_i k_i. \qquad (3)$$

Пределы, входящие в выражение (3), можно трактовать как часть времени, которую процесс $x(t)$ находился в состоянии E_i.

Если рассматривать индикатор события E_i

$$\delta_{E_i}(t) = \begin{cases} 1, \text{если } x(t) = E_i; \\ 0, \text{если } x(t) \ne E_i, \end{cases}$$

то можно записать:

$$M(X_i(t)) = \int_0^t M(\delta_{E_i}(\tau))\mathrm{d}\tau = \int_0^t P\{x(\tau) = E_i\}\mathrm{d}\tau.$$

Ve0715.fm Page 4 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

Тогда выражение

$$\frac{M(X_i(t))}{t} = \frac{1}{t}\int_0^t P\{x(\tau) = E_i\}\mathrm{d}\tau$$

означает вероятность того, что в произвольно выбранный момент времени τ из отрезка $[0, t]$ имеет место событие $\{x(\tau) = E_i\}$. Поэтому $k_i = \lim\limits_{t\to\infty}\frac{M(X_i(t))}{t}$ можно определить как вероятность того, что в произвольно выбранный момент $\tau \in [0, \infty)$ имеет место событие $\{x(\tau) = E_i\}$.

Для регенерирующего процесса функционал I можно определить как

$$I = \sum_{i=1}^{n} c_i k_i = \sum_{i=1}^{n} c_i \frac{M_i}{M} = \frac{\sum\limits_{i=1}^{n} c_i M_i}{M}, \qquad (4)$$

где k_i — отношение среднего времени M_i, проведенного в состоянии E_i за период регенерации в середине продолжительности периода M [3].

Поведение процесса $x(t)$ зависит от функции $P(t)$ распределения времени безотказной работы ТС. Функция $\Phi(x)$ распределения времени ξ самостоятельного проявления отказа и показателей, определяющих сроки проведения регенирирующих факторов [проведение предупредительных профилактик назначается через случайное время η, которое распределяется по закону $G(x)$]. Следовательно, от этих функций зависят и средние продолжительности M и M_i $(i = \overline{1, n})$.

Предположим, что в момент полного обновления ТС начинается период регенерации и в тот же самый момент назначено очередное техническое обслуживание. Тогда можно записать:

$$M = \int_0^\infty\int_0^\infty\int_0^\infty B(x, \upsilon, y)\mathrm{d}G(x)\mathrm{d}\Phi(\upsilon)\mathrm{d}P(y);$$

$$M_i = \int_0^\infty\int_0^\infty\int_0^\infty A_i(x, \upsilon, y)\mathrm{d}G(x)\mathrm{d}\Phi(\upsilon)\mathrm{d}P(y),$$

где $B(x, \upsilon, y)$ — средняя продолжительность периода регенерации процесса $x(t)$ при допущении, что в начальный момент периода начинает функционировать система со временем безотказной работы $\xi = y$, время самостоятельного проявления отказа которой $\zeta = \upsilon$, а профилактика назначена через время $\eta = x$, т. е. при условии $\{\xi = y, \zeta = \upsilon, \eta = x\}$; $A_i(x, \upsilon, y)$ среднее время пребывания процесса $x(t)$ в состоянии E_i в период регенерации при условии осуществления события $\{\xi = y, \zeta = \upsilon, \eta = x\}$.

Введем обозначение

$$A(x, \upsilon, y) = \sum_{i=1}^{n} c_i A_i(x, \upsilon, y).$$

Тогда исследуемый функционал (4) можно записать как дробно-линейный функционал:

$$I = I(G, \Phi, P) = \frac{A(x, \upsilon, y)\mathrm{d}G(x)\mathrm{d}\Phi(\upsilon)\mathrm{d}P(y)}{B(x, \upsilon, y)\mathrm{d}G(x)\mathrm{d}\Phi(\upsilon)\mathrm{d}P(y)}, \qquad (5)$$

где $A(x, \upsilon, y)$ — усредненный доход, получаемый в период регенерации при условии $\{\xi = y, \zeta = \upsilon, \eta = x\}$ [2].

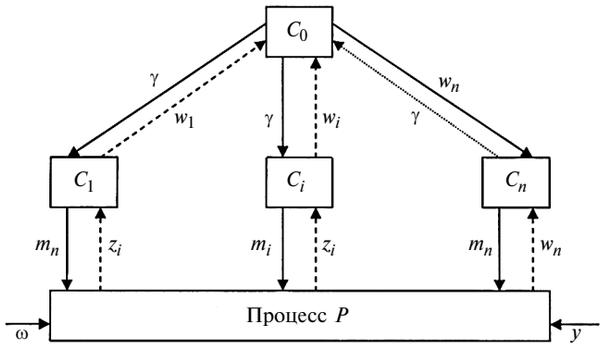
Если процесс $x(t)$, который описывает развитие состояний ТС во времени, будет принимать конечное множество значений и является регенерирующим, то характеризующий качество работы ТС функционал имеет вид дробно-линейного функционала (5) относительно функции $\Phi(x)$ распределения времени самостоятельного проявления отказа, функции $P(t)$ распределения времени безотказной работы и функции $G(x)$ распределения, определяющей периодичность проведения предупредительного технического обслуживания.

В выражении (5) функции $A(x, \upsilon, y)$ и $B(x, \upsilon, y)$ являются условными математическими ожиданиями при выполнении данного события $\{\xi = y, \eta = x, \zeta = \upsilon\}$.

Стратегию управления технического обслуживания ТС следует закладывать на этапе формирования системы управления проектами.

Важной проблемой также является распределение функций между проектной и организационной системами управления, так как нередко часть функций по управлению (определение сроков реализации, распределение ресурсов) остается прерогативой центра, что не всегда эффективно. Такие структуры целесообразно применять для крупных проектов, условия реализации которых определены не полностью.

Ни одна из существующих структур не является идеальной. Рассмотрим модель классической двухуровневой иерархической системы, представленную на рисунке [4], где используются следующие обозначения: C_0 — вышестоящая управляющая система (координатор); $C_1, ..., C_n$ — системы управления нижнего уровня (локальные); $\omega \in \Omega$ — фактор внешней среды; $\gamma \in \Gamma$ — координирующий



Двухуровневая иерархическая система управления проектами

Ve0715.fm Page 5 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

сигнал, $\gamma = (\gamma_1, ..., \gamma_n)$; $w = (w_1, ..., w_n)$ — информационные сигналы от локальных управляющих систем, $w \in W$; $m_i \in M_i$ — управляющие сигналы i-й локальной управляющей системы, $M = M_i \times ... \times M_n$; $z_i \in Z_i$ — информационные сигналы, поступающие от процесса, $Z = Z_1 \times ... \times Z_n$; $y \in Y$ — выход процесса P.

Каждая подсистема выполняет функции:

а) координатора: $C_0: W \to \Gamma$ (функция координирует работу подсистем нижних уровней);

б) локальных управляющих систем: $C_i: \Gamma \times Z_i \to M_i$ (функция управления); $F_0: Z \times \Gamma \times M \to W$ (функция оценки результата);

в) функции процесса: $P: M \times \Omega \to Y$ (функция производства); $f_i: M \times \Omega \times Y \to Z_i$ (функция предоставления отчетной информации).

Заметим, что данная модель лишь схематично отражает суть работы системы [4].

Пусть определен общий объем работ по проекту, на основании которого руководитель проекта разрабатывает график работ. В общем виде такой график можно представить как систему, состоящую из объектов трех видов.

Если использовать теоретическо-графовое описание системы: $\Sigma = \langle Q, U, \varepsilon \rangle$, где Q — множество вершин графа; U — множество ребер графа; ε — отношение инцидентности, которое каждому ребру из U ставит в соответствие пару вершин из Q:

$$u \in U \Rightarrow (\exists \langle p, q \rangle \in Q \times Q)(u \varepsilon \langle p, q \rangle).$$

Функции определяют поведение различных элементов системы и представлены набором множеств: $F = \langle R, f \rangle$ где $R = (A_i)$ $i \in I$ — семейство базовых множеств A_i (траекторий, ресурсов, сигналов, т. е. множеств, на которых задаются функции); f — множество всех отображений:

$$\prod_{i \in I_1} A_i \to \prod_{i \in I_2} A_i; \quad I_1, I_2 \subset I,$$

т. е. функций, отражающих определенные задачи реализации проекта. Это связано с затратой ресурсов (денежных средств, сырья и т. д.). В этом случае необходимо учитывать связи, обусловленные наличием ограничений типа

$$\varphi_k\left[f_k\left(\prod_{i \in I} A_i\right)\right] \le u_k,$$

где u_k — лимит ресурсов, выделенный для реализации k-й функции; φ_k — потребление ресурсов для реализации функции f_k.

Таким образом, график работ представляет собой структуру, вершинам которой поставлены в соответствие функции, а ребрам — базисные множества, на которых эти множества определены. Каждая вершина характеризуется объемом потребляемых ресурсов, временем выполнения своих функций, а каждое ребро можно характеризовать, например, как пропускную способность [4].

Для построения эффективной системы управления необходимо оптимизировать распределение функций f по узлам системы Q. Введем булевы переменные:

$$\xi_{ij} = \begin{cases} 1, \text{если } i\text{-я функция проекта выполняется} \\ \text{в } j\text{-м узле;} \\ 0, \text{если не выполняется.} \end{cases}$$

В качестве целевой функции модели распределения функций по узлам можно взять один из следующих функционалов:

минимизация суммарных затрат на выполнение задач:

$$\sum_{\forall i, j} c_{ij} \xi_{ij} \to \min;$$

минимизация суммарного времени выполнения задач:

$$\sum_{\forall i, j} t_{ij} \xi_{ij} \to \min;$$

минимизация максимального времени решения задач:

$$\max_j \sum_{\forall i, j} t_{ij} \xi_{ij} \to \min.$$

В зависимости от особенностей системы управления проектами целочисленная оптимизационная модель распределения отдельных задач проекта по узлам компонуется из приведенных целевых функций и ограничений.

Таким образом, для формирования стратегии технического обслуживания ТС и построения эффективной структуры управления проектами необходимо выделить в группы элементы, наиболее связанные между собой и слабо связанные с другими элементами, т. е. так называемые комплексы работ.

Рассмотренная модель является оптимизационной задачей целочисленного программирования и позволяет объединить структурные элементы проекта в группы, оптимальные с точки минимизации межгрупповых связей, что объединяет два нижних уровня иерархической системы управления, при этом во главе каждого уровня ставится система, управляющая функционированием данного комплекса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Вопросы** математической теории надежности / Е. Ю. Барзилович, В. А. Беляев, В. А. Каштанов и др.; под ред. Б. В. Гнеденко. М.: Радио и связь, 1983. 376 с.

2. **Барзилович Е. Ю., Каштанов В. А.** Организация обслуживания при ограниченной информации о надежности системы. М.: Советское радио, 1975. 136 с.

3. **Функциональное** моделирование процессов иммерсионной ультрафиолетовой литографии / В. А. Васин, Е. Н. Ивашов, П. С. Костомаров и др. // МГОУ-XXI. Новые технологии. 2012. № 2. С. 9—16.

4. **Болнокин В. Е., Хо Д. Лок.** Адаптивное управление на базе нечетких регуляторов и нейросетевой технологии: Монография. Воронеж: Научная книга, 2012. 280 с.

Ve0715.fm Page 6 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 539. 313: 621.882.6

В. Ф. КОЖЕВНИКОВ, канд. техн. наук (Московский государственный университет дизайна и технологии),
e-mail: kozhevnikov-jazz@yandex.ru

Распределение усилий по рядам односрезных поперечных болтовых стыков

Разработаны принципиально новый метод и универсальная система уравнений для расчета распределения усилий по рядам в многорядных односрезных болтовых соединениях сложной конфигурации. Выполнена оценка достоверности расчета для различных стыков.

Ключевые слова: многорядное болтовое соединение, распределение усилий по рядам, расчет.

The fundamentally new method and the universal system of equations for analysis of force distribution along the rows in multi-row single shear bolted joints of complex configuration are developed. The assessment of analysis validity is performed for different joints.

Keywords: multi-row bolted joint, force distribution along the rows, analysis.

Поперечные стыки листовых или профильных деталей передают действующее в их плоскостях усилие растяжения (сжатия), которое направлено перпендикулярно линии стыка. Данные соединения применяются в ответственных узлах (например, в креплении крыла к фюзеляжу самолета или лопасти винта вертолета) и определяют прочность и надежность конструкции в целом.

Поперечные стыки чаще выполняют одно- или двусрезными, реже — с большим числом плоскостей среза. Стыкуемые элементы могут иметь постоянную или переменную толщину, которая меняется по длине стыка плавно (клиновидные стыки) или ступенчато, возможны различные их сочетания. Крепежные элементы (болты, заклепки) располагают, как правило, параллельными рядами, причем типоразмер элементов в ряду, как правило, одинаковый, а по рядам может быть разным. Шаги между элементами в ряду и шаг между рядами могут быть постоянными и переменными. Крепежные элементы могут располагаться в шахматном порядке (при нечетном числе рядов), по прямой линии и произвольно.

В данной статье рассмотрим только односрезные стыки, выполняемые внахлест или встык с одной накладкой. Предполагается, что усилие с одного стыкуемого элемента на другой передается без эксцентриситета, болты установлены с незначительными радиальными натягами и осевыми затяжками, как это принято в разборных соединениях и, кроме того, внутреннее усилие в стыкуемом элементе, изменяясь ступенчато от ряда к ряду, равномерно распределено по ширине и толщине элемента. Задача решается в пределах действия упругих деформаций, в том числе и в зонах их концентрации. Иных ограничений на геометрические, силовые и механические параметры стыка нет.

Расчет распределения усилий по рядам является началом расчета стыка на прочность, жесткость и его рациональность. Ранее данную задачу решали, представляя стык или его расчетный элемент в виде $(k-1)$ раз статически неопределимой стержневой системы, где k — число рядов в стыке. При этом использовали или уравнения совместности деформирования участков соединяемых элементов, расположенных между соседними рядами [1], или метод сил [2], или энергетические методы [3]. В последнее время для решения этой задачи применяют метод конечных элементов [4]. Анализ публикаций показал, что в аналитических методах расчета распределения усилий по рядам определяющим фактором является местная податливость δ_n связи, т. е. смещение под нагрузкой плоскости поперечного сечения по оси ряда одного из стыкуемых элементов относительно другого:

$$\delta_n = (C^1 F)_n, \qquad (1)$$

где F — сила, передаваемая данной связью, т. е. болтом; C^1 — коэффициент местной податливости связи, т. е. податливость связи при действии на нее силы, равной единице.

Полученные разными методами решения для местной податливости, как правило, не согласуются ни между собой, ни с экспериментальными результатами. Поэтому в работе [5] предложено принципиально новое аналитическое решение, основанное на разработанной автором теории контактного взаимодействия болта со стенками отверстий в стыкуемых элементах односрезного соединения [6].

В соответствии с этим решением коэффициент C_n^1 местной податливости определяют как сумму коэффициентов по каждому из соединяемых элементов:

$$C_n^1 = (\Delta^{\mathrm{I}} + \Delta^{\mathrm{II}})_n.$$

Согласно работам [5, 6] справедливо выражение:

$$\Delta_n^i = \frac{S_n^i}{(E_б d)_n} + \frac{2{,}4 - \mu_л^i}{2\pi (Et)_л^i}, \qquad (2)$$

где i — номер стыкуемого элемента относительно произвольной связи; E — модуль упругости материала; μ — коэффициент Пуассона; индексы "б" и "л" означают соответственно болт и стыкуемый элемент; t — толщина листа; d — диаметр болта.

Ve0715.fm Page 7 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

Первое слагаемое в выражении (2) — составляющая податливости, учитывающая обусловленную изгибом болта переменную по его длине взаимную упругую деформацию контактирующих поверхностей болта и отверстия, где параметр S определяется выражением [5]:

$$S = \frac{5{,}1(\bar{\omega}^* \mathrm{sh}(2\varphi t) + \bar{\varphi}^* \sin(2\omega t))}{\bar{\varphi}\bar{\omega}(\bar{\varphi}^2 + \bar{\omega}^2)^2 [\mathrm{sh}^2(\varphi t) + \sin^2(\omega t)]}. \qquad (3)$$

Здесь φ и ω — сопряженные величины, описываемые общей формулой $\frac{1}{d}\sqrt{\frac{2\sqrt{2(1+\beta)} \pm k(1+\mu_б)}{1+\beta}}$, где $\beta = E_б/E_л$, k — коэффициент, учитывающий наличие сдвиговых деформаций в теле болта (для круглого сечения $k = 10/9$); $\bar{\varphi} = \varphi d$; $\bar{\omega} = \omega d$;

$$\bar{\varphi}^* = \bar{\varphi}[(\bar{\varphi}^2 + \bar{\omega}^2) + K_{ср}(\bar{\varphi}^2 - 3\bar{\omega}^2 - \mu^*)];$$

$$\bar{\omega}^* = \bar{\omega}[(\bar{\varphi}^2 + \bar{\omega}^2) - K_{ср}(\bar{\omega}^2 + 3\bar{\varphi}^2 + \mu^*)],$$

где $\mu^* = \frac{4{,}44(1+\mu_б)}{d^2(1+\beta)}$; $K_{ср}$ — коэффициент срезности. По данным работы [6], при односрезном соединении $K_{ср}^{I} = 0{,}128\bar{t}^2 - 0{,}355\bar{t} + 0{,}875$, где $\bar{t} = t/d$.

Второе слагаемое в выражении (2) — ранее никем не учитывавшаяся составляющая податливости, обусловленная депланацией поперечного сечения стыкуемого элемента по оси ряда вследствие давления болта как сосредоточенной силы, приложенной в плоскости, полученная на основании решения Фламана [7].

Принимая для упрощения $\mu^{I} \approx \mu^{II} \approx 0{,}3$, получим выражение для коэффициента местной податливости связи:

$$C_n^1 = \left(\frac{S^{\Sigma}}{Ed}\right)_n + \frac{1}{3}\left[\frac{1}{(Et_n)^{I}} + \frac{1}{(Et_n)^{II}}\right]. \qquad (4)$$

Данную задачу будем решать, используя условие совместности деформирования участков обоих стыкуемых элементов, расположенных между двумя произвольными соседними рядами болтов.

На рис. 1 представлена схема такого участка. Для определенности будем считать, что это часть расчетного элемента соединения с расположением болтов в линию. Стык нагружен усилием растяжения. Стыкуемый элемент, расположенный слева и снизу, обозначим I, сопрягаемый — II, нумеруем ряды слева направо. Внутреннее усилие, действующее на произвольном участке элемента I, составит $N_n^{I} = P - \sum_1^n F_j$, а в элементе II — $N_n^{II} = \sum_1^n F_j$. Здесь

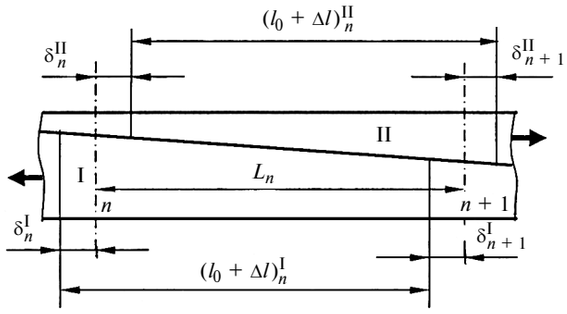


Рис. 1. Схема совместного деформирования произвольного участка стыка

P — усилие, приложенное к стыку или к его расчетному элементу; F_n — усилие, передаваемое конкретным произвольным рядом болтов.

На рис. 1 $L_n = L_n^{I} = L_n^{II}$ — расстояние между двумя соседними рядами нагруженного стыка при гипотетическом условии отсутствия местной податливости связи. При наличии же местной податливости δ_n условие совместности деформирования будет иметь вид:

$$(l + \Delta l)_n^{I} - \delta_n^{I} + \delta_{n+1}^{I} = (l + \Delta l)_n^{II} + \delta_{n+1}^{II} - \delta_n^{II}$$

или

$$(\Delta l^{I} - \Delta l^{II})_n = \delta_n^{\Sigma} - \delta_{n+1}^{\Sigma}, \qquad (5)$$

где $\delta_n^{\Sigma} = \delta_n^{I} + \delta_n^{II}$.

Местную податливость δ_n независимо от типа стыка следует определять, используя выражения (1) и (4), тогда как параметр Δl_n^i, иногда называемый общей податливостью, следует определять для стыка каждого типа отдельно. Рассмотрим три наиболее распространенных типа стыков: плоский, ступенчатый и клиновидный, расчетные участки которых, расположенные между двумя произвольными соседними рядами, представлены на рис. 2, *а*, *б* и *в* соответственно.

Плоский стык (см. рис. 2, *а*). Рассмотрим наиболее общий случай, когда соединяемые листы имеют разные, но постоянные по длине толщины t^{I} и t^{II} и изготовлены из материалов с разными модулями упругости E^{I} и E^{II}. В этом случае удлинения участков стыкуемых элементов, т. е. общую податливость, определяем по формулам сопротивления материалов, в результате чего получим:

$$(\Delta l^{I} - \Delta l^{II})_n^{пл} = \varepsilon_0 l_n\left(1 + \frac{\alpha\bar{\beta} + 1}{\alpha\bar{\beta}}\sum_1^n \bar{F}_j\right). \qquad (6)$$

Здесь $\varepsilon_0 = \frac{P}{(EA_0)^{I}}$ — относительная деформация в элементе I в сечении площадью A_0 (с учетом площади отверстий) по оси первого ряда болтов, кото-

Ve0715.fm Page 8 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

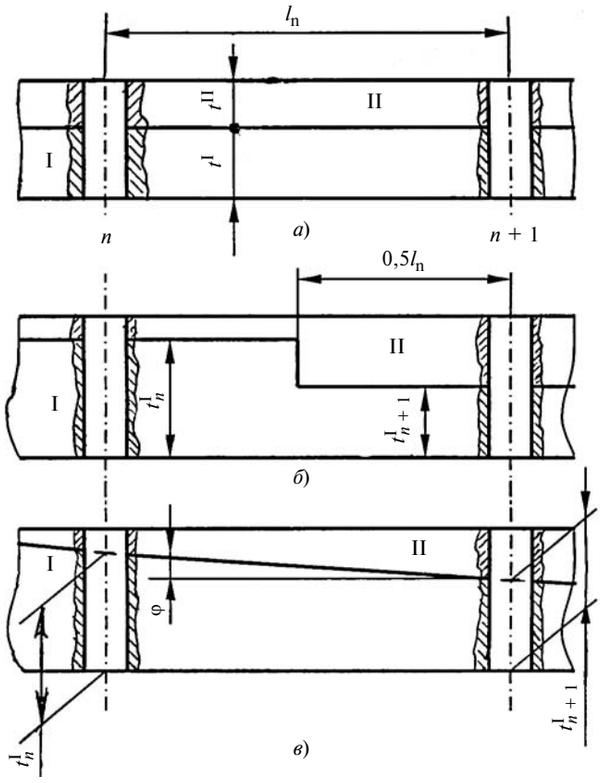


Рис. 2. Схемы расчетных участков плоского (*а*), ступенчатого (*б*) и клиновидного (*в*) стыков

рую принимаем в качестве характерного параметра стыка; $\alpha = t^{II}/t^{I}$; $\bar{\beta} = E^{II}/E^{I}$; $\bar{F}_n = F_n/P$ — часть всего усилия P, воспринимаемая данным рядом болтов.

Ступенчатый стык (см. рис. 2, *б*). Рассмотрим наиболее рациональный и, следовательно, наиболее распространенный вариант, в котором ступенька расположена посередине расстояния между рядами. В этом случае воспользуемся теми же формулами, что и ранее, но разбив участок стыка на равные половины. В результате получим:

$$(\Delta l^{I} - \Delta l^{II})_n^{ст} = 0{,}5\varepsilon_0 l_n\left(\alpha_n^{I*} - \frac{\alpha_n^{I*} + \alpha_n^{II*}}{\bar{\beta}}\sum_1^n \bar{F}_j\right). \quad (7)$$

Здесь $(\alpha^*)_n^i = \left(\frac{\alpha_n + \alpha_{n+1}}{\alpha_n\alpha_{n+1}}\right)^i$; $\alpha_n^i = t_n^i/t_0$; t_0 — толщина выбранного характерного сечения элемента I по первому ряду болтов.

Клиновидный стык (см. рис. 2, *в*). На каждом участке между двумя соседними рядами болтов взаимодействуют две клиновидные пластины, одна из которых (I) имеет отрицательный, а другая (II) — положительный углы клиновидности. Удлинение клиновидной пластины с углом клиновидности φ, длиной l и начальной площадью сечения (т. е. расположенного с левой стороны участка) $A_н = t_н B$ (где B — ширина пластины) под действием внутреннего усилия N описывается выражением

$$\Delta l = \frac{Nl}{EA_н}\gamma. \quad (8)$$

Для каждой из стыкуемых пластин I и II параметр γ имеет разные переменные значения (соответственно γ_n^I и γ_n^{II}), которые определяются логарифмическими выражениями:

$$\left.\begin{aligned} \gamma_n^I &= \frac{-\ln(1 - \bar{l}_n^* \mathrm{tg}\varphi^I)}{\bar{l}_n^* \mathrm{tg}\varphi^I} \ge 1; \\ \gamma_n^{II} &= \frac{\ln(1 + \bar{l}_n^* \mathrm{tg}\varphi^{II})}{\bar{l}_n^* \mathrm{tg}\varphi^{II}} \le 1, \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

где $\bar{l}_n^* = (l/t_н)_n$.

Принимаем: элемент II имеет положительный, элемент I — отрицательный угол φ.

Согласно выражениям (9) при $\varphi \to 0$ и любом знаке клиновидности $\gamma \to 1$.

С учетом выражения (8) и того, что углы γ каждого из стыкуемых элементов могут быть разными, получим:

$$(\Delta l^{I} - \Delta l^{II})_n^{кл} = \\ = \varepsilon_0 l_n\left(\frac{\gamma_n^I}{\alpha_{n+1}^I} - \frac{\bar{\beta}\alpha_n^{II}\gamma_n^I + \alpha_{n+1}^I\gamma_{n+1}^{II}}{\bar{\beta}\alpha_n^I\alpha_{n+1}^{II}}\sum_1^n \bar{F}_j\right). \quad (10)$$

Так как формулы (6), (7) и (10) имеют сходную структуру, то их можно описать общим для стыков всех трех типов выражением

$$(\Delta l^{I} - \Delta l^{II})_n = \varepsilon_0 l_n\left(a_n - b_n\sum_1^n \bar{F}_j\right), \quad (11)$$

где a_n и b_n — обобщающие коэффициенты:

для плоского стыка:

$$a_n = 1, \quad b_n = \frac{\alpha\bar{\beta} + 1}{\alpha\bar{\beta}}; \quad (12)$$

для ступенчатого стыка:

$$a_n = \frac{(\alpha^*)_n^I}{2}, \quad b_n = \frac{(\alpha^*)_n^I + (\alpha^*)_n^{II}}{2\bar{\beta}}; \quad (13)$$

для клиновидного стыка:

$$a_n = \frac{\gamma_n^I}{\alpha_{n+1}^I}, \quad b_n = \frac{\bar{\beta}\alpha_n^{II}\gamma_n^I + \alpha_{n+1}^I\gamma_n^{II}}{\bar{\beta}\alpha_n^I\alpha_{n+1}^{II}}. \quad (14)$$

Так как левая часть уравнения (11) совпадает с левой частью условия (5) совместности деформирования, а правая содержит множитель ε_0, преобразуем коэффициент C_n^1 в выражении (4) так,

Ve0715.fm Page 9 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

чтобы он приобрел такой же множитель, на который условие (5) можно будет сократить. В результате получим:

$$\delta_n = \bar{F}_n C_n^1 = \bar{F}_n c_n \varepsilon_0 \beta B. \qquad (15)$$

Здесь B — ширина стыка или его расчетного участка; $c_n = \varepsilon_0 B\left[\left(\frac{S^{\Sigma}\bar{t}_0}{\beta^{\mathrm{I}}}\right)_n + \frac{(\alpha^{\mathrm{I}} + \bar{\beta}\alpha^{\mathrm{II}})_n}{3\bar{\beta}(\alpha^{\mathrm{I}}\alpha^{\mathrm{II}})_n}\right]$, где $(\bar{t}_0)_n = t_0/d_n$.

В итоге условие совместности деформирования (5) для произвольного участка стыка получим в виде:

$$(\bar{l}b)_n \sum_1^{n-1} \bar{F}_j + (\bar{l}b + c)_n \bar{F}_n - c_{n+1}\bar{F}_{n+1} = (\bar{l}a)_n,$$

где $\bar{l}_n = l_n/B$.

Для каждого конкретного стыка можно составить столько уравнений, сколько участков между рядами болтов в стыке, т. е. на одно уравнение меньше, чем число неизвестных. Однако недостающее уравнение можно получить, представив для последнего участка стыка выражения для внутренних усилий в виде: $N_k^{\mathrm{I}} = F_k$; $N_n^{\mathrm{II}} = P - F_k$. Тогда можно составить аналогичную известной канонической системе уравнений метода сил универсальную систему уравнений для расчета распределения усилий по рядам односрезных соединений:

$$\begin{cases} (\bar{l}b + c)_1\bar{F}_1 - c_2\bar{F}_2 = (\bar{l}a)_1; \\ \quad\vdots \\ (\bar{l}b)_n\sum_1^n \bar{F}_j + (\bar{l}b + c)_n\bar{F}_n - c_{n+1}\bar{F}_{n+1} = (\bar{l}a)_n; \\ \quad\vdots \\ c_{k-1}\bar{F}_{k-1} - (c + \bar{l}b)_k\bar{F}_k = -(\bar{l}a)_k. \end{cases} \qquad (16)$$

Следует иметь в виду, что в последнем уравнении системы (16) коэффициенты a_k отличаются от коэффициентов a_n уравнений (12)÷(14), а именно:

$$a_k^{\text{пл}} = 1/(\alpha\bar{\beta}); \quad a_k^{\text{ст}} = \alpha_k^{\mathrm{II}*}/(2\bar{\beta});$$
$$a_k^{\text{кл}} = \gamma_k^{\mathrm{II}}(\alpha_k^{\mathrm{II}}\bar{\beta}).$$

С помощью системы уравнений (16) можно рассчитать распределение усилий по рядам любого из стыков для трех рассмотренных выше типов путем подстановки соответствующих коэффициентов a_n и b_n согласно выражениям (12)—(14), а также коэффициентов c_n в соответствии с выражением (15). При этом все входящие в уравнения (16) параметры — относительные, т. е. система универсальна.

Рассмотрим порядок расчета распределения усилий по рядам в соответствии с предлагаемой методикой на конкретных примерах.

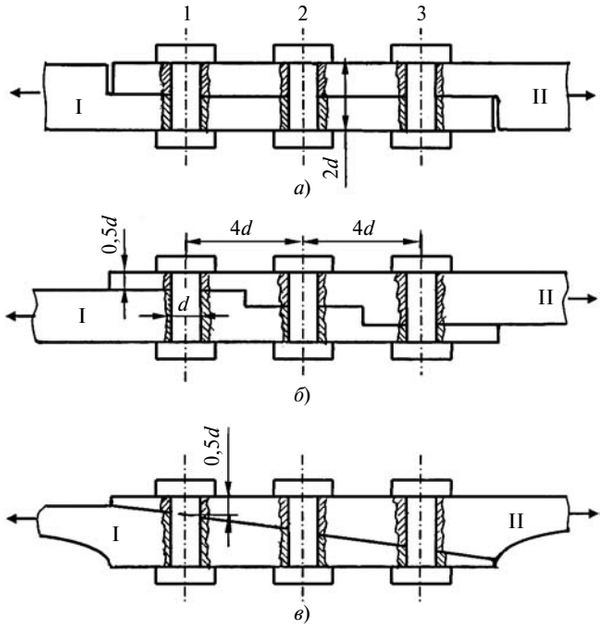


Рис. 3. Расчетные схемы плоского (*а*), ступенчатого (*б*) и клиновидного (*в*) стыков

На рис. 3, *а—в*, представлены стыки трех типов: плоский, ступенчатый и клиновидный. Все стыки — регулярные, т. е. имеют обратную симметрию относительно вертикальной и горизонтальной срединных плоскостей. Кроме того, стыки имеют некоторые одинаковые параметры: все они содержат по три ряда болтов диаметром d; общая толщина стыка составляет $2d$; шаг рядов равен шагу болтов в каждом ряду и равен $4d$, следовательно, $\bar{l}_n = 1$. Принимаем, что стыкуемые элементы изготовлены из титанового сплава, болты — стальные, т. е. $\beta = 2$, $\bar{\beta} = 1$. Ступенчатый и клиновидный стыки имеют сходную геометрию относительно переменности толщин, т. е. отношения толщин стыкуемых элементов в сечениях по осям крайних рядов — одинаковые.

Плоский стык. В этом стыке $a = \alpha = \bar{\beta} = 1$, $b_n = 2$. При $t/d = 1$ в соответствии с выражением (3) имеем: $S_n^{\mathrm{I}} = S_n^{\mathrm{II}} = 3{,}5$. Следовательно, согласно формуле (15) получим: $c_n = 4{,}17$. Подставив найденные коэффициенты в систему уравнений (16), получим:

$$\begin{cases} 6{,}17\bar{F}_1 - 4{,}17\bar{F}_2 = 1; \\ 2\bar{F}_1 + 6{,}17\bar{F}_2 - 4{,}17\bar{F}_3 = 1; \\ 4{,}17\bar{F}_2 - 6{,}17\bar{F}_3 = -1. \end{cases} \qquad (17)$$

Решение системы уравнений (17) дает следующие значения усилий по рядам относительно общего усилия: $\bar{F}_1 = \bar{F}_3 = 0{,}356$; $\bar{F}_2 = 0{,}287$. Таким об-

Ve0715.fm Page 10 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

Таблица 1

Ряд	$\bar{t}^{I}$	$\bar{t}^{II}$	S^{I}	S^{II}	S^{Σ}	α^{I}	α^{II}	c_n	α^{I*}	α^{II*}	a_n	b_n
1	1,5	0,5	3,6	4,6	8,2	1,0	0,33	7,50	2,49	4,52	1,25	3,5
2	1,0	1,0	3,5	3,5	7,0	0,67	0,67	6,25	4,52	2,49	2,26	3,5
3	0,5	1,5	4,6	3,6	8,2	0,33	1,00	7,50	4,52	2,49	1,25	3,5

Таблица 2

Ряд	$\bar{t}^{I}$	$\bar{t}^{II}$	l^{I*}	l^{II*}	γ^{I}	γ^{II}	α^{I}	α^{II}	a_n	$\gamma^{I}\alpha^{II}$	$\gamma^{II}\alpha^{I}$	b_n	c_n
1	1,5	0,5	2,67	8	1,22	0,69	1,0	0,33	1,22	0,40	0,69	3,3	7,50
2	1,0	1,0	4,00	4	1,39	0,81	0,67	0,67	2,07	0,93	0,54	3,3	6,25
3	0,5	1,5	4,00	4	1,39	0,81	0,33	1,00	1,21	0,93	0,54	3,3	7,50

разом, в плоском стыке нагрузка на крайние ряды в 1,24 раза превышает нагрузку на средний ряд.

Ступенчатый стык. Выражения для коэффициентов системы уравнений (16) в этом стыке существенно сложнее, чем в случае плоского стыка, поэтому их расчет требует проведения целого ряда последовательных числовых операций, результаты которых сведены в табл. 1.

Подставив вычисленные коэффициенты в систему уравнений (16), получим:

$$\begin{cases} 11\bar{F}_1 - 6{,}25\bar{F}_2 = 1{,}25; \\ 3{,}5\bar{F}_1 + 9{,}75\bar{F}_2 - 7{,}5\bar{F}_3 = 2{,}26; \\ 6{,}25\bar{F}_2 - 11\bar{F}_3 = -1{,}25. \end{cases} \quad (18)$$

Решение системы (18) дает следующие значения усилий по рядам: $\bar{F}_1 = \bar{F}_3 = 0{,}319$, $\bar{F}_2 = 0{,}362$, т. е. в этом стыке наиболее нагружен средний ряд, усилие в котором в 1,135 раза превышает усилия в крайних рядах.

Клиновидный стык. Исходя из заданной геометрии стыка, отметим, что значения коэффициентов c_n будут такими же, как и для ступенчатого стыка. Угол клиновидности соответствует $\mathrm{tg}\varphi = 0{,}125$. Значения коэффициентов a_n и b_n приведены в табл. 2.

В каждом из рассмотренных стыков параметр b является константой, что, по-видимому, обусловлено наличием симметрии.

Подставив найденные коэффициенты в уравнения (16), получим систему уравнений:

$$\begin{cases} 10{,}8\bar{F}_1 - 6{,}25\bar{F}_2 = 1{,}22; \\ 3{,}27\bar{F}_1 + 9{,}52\bar{F}_2 - 6{,}25\bar{F}_3 = 2{,}07; \\ 6{,}25\bar{F}_2 - 10{,}77\bar{F}_3 = -1{,}21. \end{cases} \quad (19)$$

В результате решения системы (19) получим: $\bar{F}_1 = \bar{F}_3 = 0{,}321$; $\bar{F}_2 = 0{,}36$. Распределение усилий в этом стыке, как и ожидалось, близко к распределению в ступенчатом стыке, но равномернее.

В плоских стыках крайние ряды болтов всегда наиболее нагружены, переменность толщины стыкуемых элементов снижает передаваемые ими нагрузки. В рассмотренном случае и углы клиновидности, и размеры ступенек слишком велики. Это привело к тому, что крайние ряды оказались менее нагруженными, чем средний ряд.

Рассмотренные примеры приведены с целью более подробного ознакомления с предлагаемым методом расчета. На практике для проектирования и расчета подобных стыков данным методом должна быть разработана компьютерная программа.

Таким образом, разработан метод расчета распределения усилий по рядам односрезных поперечных стыков элементов разной конфигурации, основанный на универсальной системе уравнений относительно неизвестных усилий, воспринимаемых каждым рядом болтов при произвольном их числе. Все коэффициенты системы — функции геометрических и механических параметров стыка — полностью определены. Как показали расчеты конкретных стыков, метод обладает высокой достоверностью при условии равенства единице суммы всех относительных усилий по каждому ряду, так как оно не было заложено в систему уравнений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Arnovlevich I.** Inanspuchnachme der Anschlutsnieten elastischer stabe // Zeitschrift fur Architectur und Ingenieurewesen. 1909. Bd. 14. H 2. S. 89—106.

2. **Степин П. А.** К расчету на срез соединений с прерывными связями // Вестник инженеров и техников. 1951. № 4. С. 175—179.

3. **Batho C.** Partition of load in riveted joints // Jour. of the Franclin Inst. 1916. 182 p.

4. **Сироткин О. С., Гришин В. И., Литвинов Б. В.** Проектирование, расчет и технология соединений авиационной техники. М.: Машиностроение, 2006. 324 с.

5. **Кожевников В. Ф.** Местная податливость связи в односрезных болтовых соединениях // Вестник машиностроения. 2015. № 1. С. 12—18.

6. **Кожевников В. Ф.** Контактное взаимодействие болта со стыкуемыми элементами односрезного соединения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2002. № 1. С. 47—53.

7. **Тимошенко С. П., Гудьер Дж.** Теория упругости. М.: Наука, 1979. 560 с.

Ve0715.fm Page 11 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 622.692.4

А. О. ПОДВОЙСКИЙ, канд. техн. наук (ОАО "Оргэнергогаз", г. Москва), П. В. КРЫЛОВ, канд. техн. наук, В. Ю. ШАРОХИН (ЗАО "Газпром СтройТЭК Салават", г. Москва), А. Д. РЕШЕТНИКОВ, д-р техн. наук (ОАО "Оргэнергогаз"), e-mail: apodvoyskiy08@gmail.com

Концепция расчета на прочность магистральных трубопроводов из обетонированных труб для подводных переходов

Рассмотрены основные положения методики расчета на прочность трубопроводов из обетонированных труб при строительстве и капитальном ремонте подводных переходов через водные преграды. Приведен расчет минимально допустимого радиуса упругого изгиба обетонированного трубопровода.

Ключевые слова: обетонированная труба, радиус упругого изгиба, изгибная жесткость, прочность, анализ, методика.

The fundamental principles of strength analysis methodic of pipelines from concrete weight coated pipes at building and overhaul maintenance of underwater lines through water barriers are considered. The analysis of minimal allowable elastic bending radius of coated pipeline is presented.

Keywords: concrete weight coated pipe, elastic bending radius, bending stiffness, strength, analysis, method.

При пересечении магистральными трубопроводами водных преград, как правило, строят подводные переходы (ПП). Несмотря на сравнительно небольшую долю ПП в общем объеме магистральных трубопроводов именно они являются наиболее ответственными элементами.

К надежности и эксплуатационной безопасности ПП предъявляются высокие требования, так как даже незначительные их повреждения могут привести к экологической катастрофе.

Эксплуатация ПП через водные преграды показала, что в основном аварийные ситуации при их строительстве и ремонте возникают в результате потери трубопроводом проектного положения, т. е. происходит его всплытие.

Проектное положение трубопровода обеспечивается различными средствами балластировки — одиночными кольцевыми чугунными или железобетонными грузами и т. д. Наиболее надежным и эффективным способом балластировки являются обетонированные трубопроводы с арматурным каркасом.

Обетонированные трубы позволяют снизить число критических дефектов трубопровода при строительстве и капитальном ремонте, а также исключить смещения балластного покрытия при укладке, например, методом протаскивания.

Теория проектирования магистральных трубопроводов подземного, наземного (в насыпи) и надземного типов изложена в работах [1—7]. Расчеты на прочность и устойчивость ПП рассмотрены в работах [8—10].

Однако нет завершенного и приближенного к инженерной практике расчета на прочность и устойчивость ПП из обетонированных труб, что и обусловливает актуальность данного исследования.

Цели данной работы:

теоретическое обоснование экстраполяции основных положений расчета железобетонных элементов гражданских, промышленных и гидротехнических сооружений на проектирование бетонных балластных покрытий с арматурой;

получение формулы минимально допустимого радиуса упругого изгиба из условия ограничения ширины нормальной поперечной трещины в растянутой зоне балластного покрытия;

получение формулы предельной ширины раскрытия трещины;

формулирование условия по радиусу упругого изгиба;

коррекция формул минимально допустимого радиуса упругого изгиба из условий прочности и деформации с учетом изгибной жесткости балластного покрытия.

Для автоматизации расчетов по предлагаемой методике в пакете Mathcad было разработано программное обеспечение.

Предлагаемая методика основывается на нормативных документах для гражданских, промышленных и гидротехнических сооружений [11—14].

Для обетонирования выбраны трубы типа II (СТО Газпром 2-2.2-334—2009 [15]) — коаксиально расположенные стальные электросварные прямошовные трубы с защитным антикоррозионным покрытием и металлополимерной оболочкой, пространство между которыми заполнено армированным бетоном.

Заметим, что нормативные документы на расчет бетонных и железобетонных конструкций ограничены плотностью бетона $\rho = 2500$ кг/м^3 [11, 12], а минимальная плотность бетонного балластного покрытия, например, по ТУ 2248-041-04005951—2010 "Трубы полимерные с балластным покрытием в металлополимерной защитной оболочке" (ОАО "МТЗК") составляет $\rho \geq 3100$ кг/м^3. Следовательно, указанные нормативные документы нельзя использовать при проектировании балластных покрытий.

Однако можно воспользоваться следующим приемом. Основное назначение балластного покрытия — обеспечение проектного положения трубопровода при эксплуатации, поэтому в качестве управляющего параметра следует принять массу m покрытия. Далее, используя соотношение между плотностью, массой и объемом $m = \rho V$ при сохранении массы балласта ($\rho V = \text{const}$), снизим плотность до $\rho_2 = 2500$ кг/м^3 и вычислим требуемую толщину h_2 покрытия, которая соответствует плотности ρ_2, по формуле

$$\frac{h_2}{h_1} = \varphi_1(\rho, \eta) = \frac{\sqrt{\rho(\eta^2 - 1) + 1} - 1}{\eta - 1}, \qquad (1)$$

где h_1 — толщина балластного покрытия с $\rho_1 = 3100$ кг/м^3; $\eta = D_б/D_{из} > 1$; $D_б$ и $D_{из}$ — наружный и внутренний диаметры балластного покрытия; $\rho = \rho_1/\rho_2 < 1$.

Согласно зависимости $\varphi_1(\rho, \eta)$ при $\rho < 1$ с увеличением η отношение h_2/h_1 уменьшается, однако при этом, как и ожидалось, $h_2/h_1 > 1$.

Очевидно, что увеличение толщины балластного покрытия при сохранении длины зоны сопряжения оболочки с трубой приведет к увеличению момента инерции J сечения и, как следствие, к увеличению минимально допустимого радиуса $[r]$ упругого изгиба:

$$\frac{J_2}{J_1} = \varphi_2(\rho, \eta) = \frac{1 - [1 - \rho(1 - \eta^2)]^2}{1 - \eta^4}. \qquad (2)$$

Зависимость $\varphi_2(\rho, \eta)$ показывает, что большим значениям η соответствуют большие значения момента инерции J_2 сечения (соответствует плотности ρ_2).

Таким образом, расчет радиуса $[r]$ упругого изгиба будет консервативным относительно действительной толщины покрытия.

Перейдем к расчету балластного покрытия на прочность по концепции предельных усилий. Согласно нормативу [12] расчет изгибаемых элементов кольцевого сечения при отношении внутреннего и наружного радиусов больше 0,5 с арматурой, равномерно распределенной по окружности (при числе продольных стержней не менее шести), следует выполнить, как для внецентренно сжатых элементов, принимая продольную силу N равной нулю.

Расчет внецентренно сжатых железобетонных элементов кольцевого сечения с ненапрягаемой арматурой выполняют с учетом относительной площади сжатой зоны бетона, определяемой по формуле

$$\xi_{cir} = \frac{N + R_s A_{s,tot}}{R_b A_b + 2{,}7 R_s A_{s,tot}},$$

где N — продольная сила (в данном случае $N = 0$); R_s — расчетное сопротивление растяжению арматуры; $A_{s,tot}$ — площадь сечений всей продольной арматуры; R_b — расчетное сопротивление бетона осевому сжатию; A_b — площадь сечения бетона.

В зависимости от значений ξ_{cir} в расчетах используют следующие условия:

при $0{,}15 \le \xi_{cir} \le 0{,}60$ имеем:

$$M \le (R_b A_b r_m + R_s A_{s,tot} r_s)\frac{\sin(\pi\xi_{cir})}{\pi} + \\ + R_s A_{s,tot} r_s (1 - 1{,}7\xi_{cir})(0{,}2 - 1{,}3\xi_{cir}), \qquad (3)$$

где M — изгибающий момент; r_s — радиус окружности, проходящий через центры тяжести стержней арматуры;

при $\xi_{cir} \le 0{,}15$ имеем:

$$M \le (R_b A_b r_m + R_s A_{s,tot} r_s)\frac{\sin(\pi\xi_{cir1})}{\pi} + \\ + 0{,}295 R_s A_{s,tot} r_s, \qquad (4)$$

где $\xi_{cir1} = \dfrac{N + 0{,}75 R_s A_{s,tot}}{R_b A_b + R_s A_{s,tot}}$, $r_m = \dfrac{D_б - D_{из}}{4}$;

при $\xi_{cir} \ge 0{,}6$ имеем:

$$M \le (R_b A_b r_m + R_s A_{s,tot} r_s)\frac{\sin(\pi\xi_{cir2})}{\pi}, \qquad (5)$$

где $\xi_{cir2} = \dfrac{N}{R_b A_b + R_s A_{s,tot}}$.

Относительно *образования трещин* в балластном покрытии: согласно нормативу [12] (если балластное покрытие рассматривать как трубу с категорией требований по трещиностойкости 3в) принимается условие, что образование поперечных трещин в покрытии допускается.

В расчете по раскрытию нормальных к продольной оси балластного покрытия трещин используют формулу [12]

$$a_{cr} = \frac{\sigma}{E}\psi(R_r) \le \Delta_{cr}, \qquad (6)$$

где σ — растягивающее напряжение, равное для ненапрягаемой арматуры напряжению σ_s в наиболее растянутых (крайних) стержнях; E — модуль упругости ненапрягаемой арматуры (E_s), выбираем по нормативу [12]; ψ — коэффициент раскрытия трещин, определяемый в зависимости от радиуса R_r армирования (учитываются влияние бетона растянутой зоны, деформации арматуры, ее профиль и условия работы элемента); Δ_{cr} — предельная расчетная ширина трещины.

Коэффициенты ψ раскрытия трещин относительно радиуса R_r армирования составляют:

$0{,}35R_r$ — для гладкой стержневой арматуры, арматурных пучков из гладкой проволоки и для стальных закрытых канатов;

$1{,}5\sqrt{R_r}$ — для стержневой арматуры периодического профиля, проволоки периодического профиля класса Вр, пучков из этой проволоки, канатов класса К7 и пучков из них, стальных канатов со спиральной и двойной свивкой, а также для любой арматуры в стенках.

Радиус армирования определяем по формуле [12]

$$R_r = A_r/\Sigma\beta nd,$$

где A_r — площадь зоны взаимодействия для нормального сечения, ограниченная наружным контуром и радиусом взаимодействия (для непрямоугольных сечений $r = 3d$); β — коэффициент, учитывающий степень сцепления арматурных элементов с бетоном [12]; n — число арматурных элементов одинакового диаметра; d — диаметр одного стержня (включая расположение стержней группами).

Растягивающее напряжение в симметрично расположенной арматуре допускается определять по формуле [14]:

$$\sigma_s = \left[\frac{M(h_0 - y_c)}{J_b + 2\alpha_{s1}J_s}\right]\alpha_{s1}.$$

Здесь h_0 — рабочая высота сечения; y_c — расстояние от наиболее сжатого волокна бетона до центра тяжести приведенного поперечного сечения элемента; J_b — момент инерции бетонного сечения относительно центра тяжести приведенного поперечного сечения элемента; $J_s = A_s(h_0 - y_c)^2$ — момент инерции площади A_s сечения сжатой арматуры относительно центра тяжести приведенного поперечного сечения; $\alpha_{s1} = E_s/E_{b,red}$, где $E_{b,red} = R_{b,ser}/\varepsilon_{b1,red}$ — приведенный модуль деформации сжатого бетона, учитывающий его неупругие деформации ($R_{b,ser}$ — расчетное сопротивление бетона осевому сжатию для предельных состояний второй группы; $\varepsilon_{b1,red}$ — относительные деформации, определяемые по двухлинейной диаграмме состояния сжатого бетона).

Предельную расчетную ширину раскрытия трещины предлагается определять по предельному изгибающему моменту $[M]$ из условия прочности:

$$\Delta_{cr} = \alpha_{s1}\left[\frac{[M](h_0 - y_c)}{J_b + 2\alpha_{s1}J_s}\right]\frac{\psi(R_r)}{E_s}.$$

Здесь

$$[M] = W_0\left(\psi_1\frac{m}{0{,}9k_{\text{н}}}R_2^{\text{н}} - \left|\mu_0\sigma_{\text{кц}}^{\text{н}} - \alpha_t E_0\Delta t\right| - \frac{T_{\text{пр}}}{A_0}\right), \quad (7)$$

где W_0 — момент сопротивления сечения трубы; $T_{\text{пр}}$ — продольное усилие; A_0 — площадь поперечного сечения трубы.

Ввиду сложности учета особенностей адгезионного поведения слоя на границе "изоляционное покрытие трубопровода — балластное покрытие" введем допущение, что балластное покрытие и трубопровод работают параллельно и независимо друг от друга, тогда

$$E_0J_\Sigma = E_0J_0 + E_bJ_b,$$

где E_0J_Σ — приведенная жесткость сечения; E_0 — модуль упругости металла трубопровода; J_0 — момент инерции сечения трубопровода.

Допустимость такого упрощения подтверждена в работе [16].

Считаем следующее:

изгибающий момент от трубопровода на балластное покрытие передается без искажений;

на сварную нитку действует нагрузка интенсивностью q_0 и к концам нитки приложена сила, равная усилию $T_{\text{пр}}$ протаскивания;

интенсивность действующих на трубопровод нагрузок определяется по формуле

$$q_0 = q_{\text{тр}0} - q_{\text{бал.в}} - q_{\text{в.в}}, \quad (8)$$

где $q_{\text{тр}0}$ — интенсивность от собственного веса металла трубопровода и изоляционного покрытия; $q_{\text{бал.в}}$ — интенсивность балластировки в воде; $q_{\text{в.в}}$ — интенсивность выталкивающей силы воды.

Составляющие формулы (8) определяем по нормативу [17].

Для определения продольного усилия $T_{\text{пр}}$ используем рекомендации работы [18] или [19] (для укладки трубопровода методом протаскивания).

Тогда для схемы продольно-поперечного изгиба (учитывается геометрическая нелинейность системы) уравнения изгибающего момента и изогнутой оси балки примут вид [20]:

$$M_{\text{изг}}^q(z) = \frac{q_0}{k^2}\left[1 - \text{ch}^{-1}\left(k\frac{L}{2}\right)\text{ch}\left[k\left(z - \frac{L}{2}\right)\right]\right];$$

$$w_q(z) = \frac{q_0}{E_0J_\Sigma k^4}\left[1 - \frac{\text{ch}\left[k\left(z - \frac{L}{2}\right)\right]}{\text{ch}\left(k\frac{L}{2}\right)} - \frac{k^2Lz}{2}\left(1 - \frac{z}{L}\right)\right],$$

где z — координата балки; $k = \sqrt{\frac{T_{\text{пр}}}{(E_0J_\Sigma)}}$; L — длина пролета балки, ch(...) — символ гиперболического косинуса.

Максимальный изгибающий момент в середине пролета составит:

$$M_{\max} = M_{\text{изг}}^q\left(\frac{L}{2}\right) = \frac{q_0}{k^2}\left[1 - \text{ch}^{-1}\left(k\frac{L}{2}\right)\right]. \quad (9)$$

Зная $M_{\max}$, можно выполнить расчет на прочность балластного покрытия по условиям (3), (4) и (5), затем рассчитать минимально допустимый радиус $[r]_1$ упругого изгиба. Однако прежде необходимо вычислить изгибную жесткость балласта.

Если имеем сплошное балластное покрытие трубопровода, не ослабленное щелевыми надрезами, расчет управляющих параметров при укладке магистрального трубопровода целесообразно выполнить в зависимости от ширины a_{cr} трещины, из условия ограничения ширины нормальной поперечной трещины в растянутой зоне балластного покрытия.

Изгибную жесткость D балластного покрытия с ненапрягаемой арматурой на участках с трещинами, ширина которых превышает $15 \cdot 10^{-5}$ м в растянутой зоне, допускается определять по нормативу [14], а на участках с трещинами, ширина которых не превышает $15 \cdot 10^{-5}$ м, — по нормативу [12], т. е. как $0{,}8E_bJ_b$.

Таким образом, получим:

$$D = \begin{cases} 0{,}8E_bJ_b \text{ при } a_{cr} < 15 \cdot 10^{-5} \text{ м;} \\ E_{b,red}J_{red}(a_{cr}) \text{ при } a_{cr} \geq 15 \cdot 10^{-5} \text{ м;} \end{cases}$$

$$J_{red}(a_{cr}) = J_b + [\alpha_{s1} + \alpha_{s2}(a_{cr})]J_s; \qquad (10)$$

$$\alpha_{s2}(a_{cr}) = \frac{E_s}{E_{b,red}\psi_s(a_{cr})};$$

$$\psi_s(a_{cr}) = 1 - 0{,}8\frac{\sigma_{s,crc}}{\sigma_s} = 1 - 0{,}8\frac{M_{crc}}{M(a_{cr})},$$

где $J_{red}(a_{cr})$ — момент инерции приведенного поперечного симметричного сечения; $M_{crc} = R_{bt,ser}W$ — момент образования трещины; ($R_{bt,ser}$ — расчетное сопротивление бетона осевому растяжению для предельного состояния второй группы; W — момент сопротивления приведенного сечения для крайнего растянутого волокна); $M(a_{cr})$ — изгибающий момент как функция ширины раскрытия трещины:

$$M(a_{cr}) = \frac{a_{cr}E_s(J_b + 2\alpha_{s1}J_s)}{\alpha_{s1}(h_0 - y_c)\psi(R_r)}.$$

Жесткость $D = E_{b,red}J_{red}(a_{cr})$ [см. первую из формул (10)] можно записать как

$$E_{b,red}J_{red}(a_{cr}) = E_{b,red}J_b + \\ + E_sJ_s\left[1 + \frac{1}{1 - 0{,}8\dfrac{\alpha_{s1}M_{crc}(h_0 - y_c)}{a_{cr}E_s(J_b + 2\alpha_{s1}J_s)}\psi(R_r)}\right]. \qquad (11)$$

Тогда минимально допустимый радиус упругого изгиба из условия ограничения ширины раскрытия нормальной поперечной трещины [с учетом формул (10) и (11)] по формуле Навье составит:

$$[r]_1 \geq \begin{cases} \dfrac{0{,}8E_bJ_b + E_0J_0}{M} \text{ при } a_{cr} < 15 \cdot 10^{-5} \text{ м;} \\ [E_{b,red}J_{red}(a_{cr}) + E_0J_0]\dfrac{\alpha_{s1}(h_0 - y_c)}{a_{cr}E_s(J_b + 2\alpha_{s1}J_s)} \\ \text{при } a_{cr} \geq 15 \cdot 10^{-5} \text{ м.} \end{cases} \qquad (12)$$

Сопряженное условие по минимально допустимому радиусу упругого изгиба можно записать как

$$[r] \geq \max([r]_1, [r]_2), \qquad (13)$$

где $[r]$ — исполнительный радиус изгиба; $[r]_1$ — минимально допустимый радиус упругого изгиба балластного покрытия; $[r]_2$ — минимально допустимый радиус упругого изгиба трубопровода.

Изгибающий момент $M^q_{\text{изг}}(L/2)$, выраженный через изгибную жесткость $E_{b,red}J_{red}$ балластного покрытия, зависит от ширины a_{cr} раскрытия нормальной поперечной трещины, определяемой по формуле (6).

Таким образом, вычислить изгибающий момент, не зная ширины раскрытия поперечной трещины, в данном случае нельзя.

В первом приближении допустимо пренебречь влиянием изгибной жесткости балластного покрытия и вычислить $M^q_{\text{изг}}(L/2)$ по формуле (9) с заменой E_0J_Σ на E_0J_0.

Ошибку, возникающую при определении изгибающего момента вследствие уменьшения значения $k = \sqrt{\dfrac{T_{\text{пр}}}{E_0J_\Sigma}}$, находим по формуле

$$\Gamma(L, k_0, k) = \frac{\theta}{k^2}\left[1 - \text{ch}^{-1}\left(k\frac{L}{2}\right)\right], \qquad (14)$$

где $\theta = k_0^2\dfrac{\text{ch}\left(k_0\dfrac{L}{2}\right)}{\text{ch}\left(k_0\dfrac{L}{2}\right) - 1}$; $k_0 = \sqrt{\dfrac{T_{\text{пр}}}{E_0J_0}}$.

Согласно формуле (14) для пролета трубопровода порядка $100DN$ ошибка вычисления изгибающего момента предложенным методом не превышает 6 %.

Радиусы поворотов трубопровода в вертикальной плоскости определяют из двух условий: прочности и жесткости — условия прилегания трубопровода ко дну траншеи под действием собственного веса [2].

Значение $[r]_2$ — большее из значений радиуса упругого изгиба, найденных из условия жесткости (деформации) $r_{\smile}^{\text{жт}}$ и условия прочности $r_{\smile}^{\text{пр}}$, т. е. $[r]_2 = \max[r_{\smile}^{\text{жт}};\ r_{\smile}^{\text{пр}}]$. Указанные радиусы составляют:

в вертикальной плоскости на вогнутых кривых при укладке трубопровода непрерывной ниткой (условие жесткости) [21]:

$$r_{\cup 1}^{\text{жт}} \geq \sqrt[3]{\frac{384 E_0 J_\Sigma \left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right)}{3 q_0 \alpha^4}}, \qquad (15)$$

где α — угол поворота трассы трубопровода;

в вертикальной плоскости на вогнутых кривых при укладке трубопровода отдельными плетями (условие жесткости) [21]:

$$r_{\cup 2}^{\text{жт}} \geq \sqrt[3]{\frac{384 E_0 J_\Sigma \left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right)}{5 q_0 \alpha^4}};$$

в вертикальной плоскости на вогнутом участке радиус $r_{\cup}^{\text{пр}}$ из условия прочности определяют по формуле [18]

$$r_{\cup}^{\text{пр}} \geq \frac{3 E_0 D_{\text{н}}}{5 \sigma_{\text{и}}}, \qquad (16)$$

где $D_{\text{н}}$ — наружный диаметр трубопровода; $\sigma_{\text{и}}$ — максимально допустимые напряжения изгиба, определяемые как [18]

$$\sigma_{\text{и}} \leq \psi_1 \frac{m}{0{,}9 k_{\text{н}}} R_2^{\text{н}} - |\mu_0 \sigma_{\text{кц}}^{\text{н}} - \alpha_t E_0 \Delta t|;$$

$$\sigma_{\text{кц}}^{\text{н}} = \frac{p D_{\text{вн}}}{2 \delta_{\text{н}}}, \qquad (17)$$

$$\psi_1 = \begin{cases} 1 \text{ при } \mu_0 \sigma_{\text{кц}}^{\text{н}} - \alpha_t E_0 \Delta t > 0, \\ \sqrt{1 - 0{,}75 \left(\dfrac{\sigma_{\text{кц}}^{\text{н}}}{\dfrac{m}{0{,}9 k_{\text{н}}} R_2^{\text{н}}} \right)^2} - 0{,}5 \dfrac{\sigma_{\text{кц}}^{\text{н}}}{\dfrac{m}{0{,}9 k_{\text{н}}} R_2^{\text{н}}} \\ \text{при } \mu_0 \sigma_{\text{кц}}^{\text{н}} - \alpha_t E_0 \Delta t < 0, \end{cases}$$

где $\sigma_{\text{кц}}^{\text{н}}$ — кольцевые напряжения от нормативного рабочего давления; μ_0 — коэффициент поперечной деформации стали (коэффициент Пуассона); α_t — коэффициент линейного расширения; Δt — температурный перепад; p — рабочее нормативное давление; $D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр трубопровода; $\delta_{\text{н}}$ — номинальная толщина стенки трубопровода; m — коэффициент условий работы трубопровода, принимаемый по нормативу [17, табл. 1]; $k_{\text{н}}$ — коэффициент надежности по ответственности трубопровода, принимаемый по [17, табл. 13]; $R_2^{\text{н}}$ — нормативное сопротивление растяжению (сжатию) металла труб и сварных соединений, равное минимальному значению предела текучести.

Под рабочим нормативным давлением p понимают разность между расчетным внутренним эксплуатационным давлением $p_{\text{эк}}$ и внешним давлением $q_{\text{в}}$ окружающей трубопровод воды (давление столба воды над рассматриваемой точкой подводного трубопровода), т. е. $p = p_{\text{эк}} - q_{\text{в}}$ [3, 8].

Определив минимально допустимый радиус $[r]$ упругого изгиба с учетом условия (13), переходим к проверке условий по критериям прочности и недопустимых пластических деформаций.

Согласно работе [3] проверку прочности трубопровода следует проводить по нормативному документу [17]:

$$|\sigma_{\text{пр}}| \leq \psi_2 R_2;$$

$$R_2 = \frac{R_2^{\text{н}} m}{k_2 k_{\text{н}}};$$

$$\psi_2 = \begin{cases} 1 \text{ при } \sigma_{\text{пр}} > 0; \\ \sqrt{1 - 0{,}75 \left(\dfrac{\sigma_{\text{кц}}}{R_2} \right)^2} - \dfrac{\sigma_{\text{кц}}}{2 R_2} \text{ при } \sigma_{\text{пр}} < 0. \end{cases} \qquad (18)$$

Здесь R_2 — расчетное сопротивление по пределу текучести; k_2 — коэффициент надежности по материалу [17, табл. 12]; ψ_2 — коэффициент, учитывающий двуосное напряженное состояние металла труб; $\sigma_{\text{кц}} = npD_{\text{вн}}/(2\delta_{\text{н}})$ — кольцевые напряжения от расчетного внутреннего давления, где n — коэффициент надежности по нагрузке — рабочему давлению в трубопроводе [17, табл. 15].

В формуле (18) продольные напряжения $\sigma_{\text{пр}}$ определяются в соответствии с правилами строительной механики, а трубопровод рассматривается как прямолинейный или криволинейный стержень.

Проверку деформаций трубопроводов согласно работе [3] следует проводить по [17, п. 12.4.2].

Для предотвращения недопустимых *пластических деформаций* необходимо выполнять условие:

$$|\sigma_{\text{пр}}^{\text{н}}| \leq \psi_1 \frac{m}{0{,}9 k_{\text{н}}} R_2^{\text{н}};$$

$$\sigma_{\text{кц}}^{\text{н}} \leq \frac{m}{0{,}9 k_{\text{н}}} R_2^{\text{н}}. \qquad (19)$$

Максимальные суммарные продольные напряжения $\sigma_{\text{пр}}^{\text{н}}$ в формуле (19) определяют с учетом сочетания всех нормативных нагрузок и всех воздействий, вызывающих поперечные и продольные перемещения трубопровода в соответствии с правилами строительной механики. В частности, для прямолинейных и упругоизогнутых участков трубопроводов при отсутствии продольных и поперечных перемещений трубопровода (схема "защемленного" трубопровода), просадок и пучения грунта максимальные суммарные продольные напряжения от нормативных нагрузок и воздействий — давления и перепада температуры — определяют по формуле

$$\sigma_{\text{пр}}^{\text{н}} = \tilde{\mu} \sigma_{\text{кц}}^{\text{н}} - \alpha_t \tilde{E} \Delta t \pm \frac{\tilde{E} D_{\text{н}}}{2[r]}, \qquad (20)$$

Ve0715.fm Page 16 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

где $\tilde{\mu}$ — переменный коэффициент поперечной деформации; $\tilde{E}$ — переменный модуль упругости.

Переменные параметры упругости в формуле (20):

$$\tilde{E} = \frac{\sigma_i/\varepsilon_i}{1 + \dfrac{1-2\mu_0}{3E_0}\dfrac{\sigma_i}{\varepsilon_i}}; \quad \tilde{\mu} = \frac{\dfrac{1}{2} - \dfrac{1-2\mu_0}{3E_0}\dfrac{\sigma_i}{\varepsilon_i}}{1 + \dfrac{1-2\mu_0}{3E_0}\dfrac{\sigma_i}{\varepsilon_i}},$$

где σ_i — интенсивность напряжений, определяемая через главные напряжения; ε_i — интенсивность деформаций, определяемая по интенсивности напряжений σ_i в соответствии с диаграммой деформирования, рассчитываемой по нормированной диаграмме растяжения $\sigma - \varepsilon$ по формулам: $\sigma_i = \sigma$; $\varepsilon_i = \varepsilon - \dfrac{1-2\mu_0}{3E_0}\sigma$.

Согласно нормам проектирования магистральных газопроводов расчет деформативности проводится по нормативным нагрузкам и воздействиям с учетом упругопластической работы металла труб в соответствии с пределом текучести материала. Поэтому для расчета используется нормативная диаграмма, а при определении напряжений не учитывается их увеличение из-за минусового допуска и приближенности расчетной схемы [2].

При расчетах магистральных трубопроводов в условиях превышения предела упругости первостепенное значение имеет исходная диаграмма деформации, которая основывается на диаграмме растяжения материала. Для практических расчетов можно рекомендовать приведенную в работе [2] аппроксимацию диаграммы напряжение—деформация, представляемую в виде участков упругой работы, упругопластической работы и упрочнения.

Наряду с расчетом на воздействие внутреннего давления необходим прочностной расчет подводного трубопровода на воздействие на определенных глубинах внешнего гидростатического давления, создающее кольцевые сжимающие напряжения, превышающие допустимые [22] и способные смять стенку трубопровода.

Расчет ПП магистрального трубопровода из обетонированных труб на устойчивость к сохранению положения выполняется с учетом приведенной изгибной жесткости $E_0 J_\Sigma$ сталежелезобетонного сечения [17].

Пример. Рассчитаем минимально допустимый радиус упругого изгиба ПП магистрального трубопровода из обетонированных труб типа II по СТО Газпром 2-2.2-334—2009 при строительстве ПП методом протаскивания по дну траншеи.

Исходные данные: $m = 0{,}75$; $k_н = 1{,}05$; $\mu_0 = 0{,}3$; $\alpha_t = 12 \cdot 10^{-6}$ 1/°C; $\Delta t = 50$ °C; $E_0 = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа; $R_2^н = 360$ МПа; $L = 50$ м; $D_н = 1{,}219$ м; $\delta_н = 0{,}027$ м; $h_1 = 0{,}1$ м; $D_{из} = 1{,}227$ м; $J_0 = 1{,}797 \cdot 10^{-2}$ м^4; $W_0 = 0{,}059$ м^3; $A_0 = 0{,}101$ м^2; $\alpha = 8°$; $p = 7$ МПа; $q_{тр0} = 7937$ Н/м; $q_{в.в} = 13\,600$ Н/м; $q_{из} = 312$ Н/м; $D_б = 1{,}424$ м; $A_б = 0{,}506$ м^2; $E_б = 36 \cdot 10^3$ МПа; $E_{b,red} = 1{,}208 \cdot 10^4$ МПа; $R_s = 210$ МПа; $R_b = 20$ МПа; $A_{s,tot} = 0{,}001$ м^2.

Расчет.

По формулам (1), (2) определяем коррекцию толщины балластного покрытия и момента инерции сечения: $h_2 = 0{,}122$ м; $J_b = 0{,}119$ м^4.

По формуле (7) для схемы продольно-поперечного изгиба находим максимально допустимый изгибающий момент в сечении: $[M] = 5{,}743$ МН · м.

Определяем, что изгибающие напряжения $\sigma_{из}^q(L/2)$ в сечении трубы от действующих нагрузок не превышают допустимые напряжения по условию (17).

По формулам (12), (16) и (15) находим минимально допустимые радиусы упругого изгиба из условий ограничения ширины раскрытия трещины $[r]_1 = 1252$ м; прочности $r_{\cup}^{пр} = 1570$ ($r_{\cup}^{пр}$) м и деформативности $r_{\cup 1}^{жт} = 1328$ м.

Проверяем условия по критерию прочности (18) и недопустимых пластических деформаций (19): получено, что при заданных параметрах радиус $[r] \geq 1570$ м упругого изгиба обеспечивает нормальную эксплуатацию ПП.

Предлагаемая методика расчета учитывает особенности напряженно-деформированного состояния трубопроводов из обетонированных труб и повышает безопасность их эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бабин Л. А., Быков Л. И., Волохов В. Я.** Типовые расчеты по сооружению трубопроводов. М.: Недра, 1979. 176 с.
2. **Айнбиндер А. Б.** Расчет магистральных и промысловых трубопроводов на прочность и устойчивость: Справочное пособие. М.: Недра, 1991. 288 с.
3. **Капустин К. Я., Камышев М. А.** Строительство магистральных трубопроводов. М.: Недра, 1982. 207 с.
4. **Камерштейн А. Г., Рождественский В. В., Ручимский М. Н.** Расчет трубопроводов на прочность: Справочная книга. М.: Недра, 1963. 440 с.
5. **Коршак А. А., Нечваль А. М.** Проектирование и эксплуатация газонефтепроводов: Учебник для вузов. СПб.: Недра, 2008. 488 с.
6. **Петров И. П., Спиридонов В. В.** Надземная прокладка трубопроводов. М.: Недра, 1965. 447 с.
7. **Азметов Х. А., Матлашов И. А., Гумеров А. Г.** Прочность и устойчивость подземных трубопроводов. СПб.: Недра, 2005. 248 р.
8. **Бородавкин П. П., Березин В. Л., Шадрин О. Б.** Подводные трубопроводы. М.: Недра, 1979. 415 с.
9. **Шаммазов А. М., Мугаллимов Ф. М., Нефедова Н. Ф.** Подводные переходы магистральных нефтепроводов. М.: Недра-Бизнесцентр, 2000. 237 с.
10. **Левин С. И.** Подводные трубопроводы. М.: Недра, 1970. 230 с.

Ve0715.fm Page 17 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 621.81.001.24

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

Сопротивление усталости винтов резьбовых соединений погружных центробежных насосов при их нагружении круговым опрокидывающим моментом[1]

Предложен расчет сопротивления усталости винтов резьбовых соединений погружных центробежных насосов при действии кругового опрокидывающего момента с учетом контактной податливости витков резьбы и стягиваемых фланцев. Показано, что повышение чистоты обработки контактирующих поверхностей фланцев и повторная затяжка винтов повышают надежность насосов.

Ключевые слова: погружной насос, резьбовое соединение, винт, контактная деформация, сопротивление усталости, круговой опрокидывающий момент.

The fatigue resistance analysis of screws of threaded joints of sinking centrifugal pumps at action of circular tilting moment taking into account contact flexibility of threads and contracted flanges is suggested. It is shown, that increase of finish of flanges contacting surfaces and repeated screw tightening increase reliability of pumps.

Keywords: sinking pump, threaded joint, screw, contact deformation, fatigue resistance, circular tilting moment.

Погружные установки центробежных электронасосов (УЭЦН), используемые для добычи нефти, представляют собой малогабаритные (диаметр корпуса — 93; 103; 114 мм) центробежные секционные многоступенчатые установки длиной около 5 м с приводом от электродвигателя. Соединение секций — фланцево-винтовое. Отказы УЭЦН, связанные с разрушением резьбовых соединений, которое приводит к разъединению секций насоса и их падению в скважину, составляют 30 % всех отказов. Причинами обрывов винтов являются их усталостные разрушения, возникающие после ослабления затяжки резьбового соединения, которое происходит в результате обмятия микронеровностей при первом нагружении соединения.

Усталостные разрушения винтов возникают в двух случаях.

Первый случай связан с накоплением в винтах повреждений, возникающих при опускании неработающего насоса в скважину на глубину 1500÷2500 м. Опускание насоса происходит, как правило, ступенчато с остановками через каждые 12,5 или 25 м, которые необходимы для наращивания труб, подающих нефть из скважины на поверхность. При этом резьбовые соединения УЭЦН нагружаются на каждой ступени опускания насоса отрывающей пульсирующей силой, определяемой инерционностью процесса торможения. Сопротивление усталости винтов для этого случая рассмотрено в работе [1].

Второй случай — накопление повреждений в винтах резьбовых соединений работающего насоса,

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

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

11. **СП 63.13330.2012.** Бетонные и железобетонные конструкции. Основные положения. М.: ФАУ "ФЦС", 2012.

12. **СП 35.13330.2011.** Мосты и трубы. М.: Центр проектной продукции массового применения, 2011.

13. **СП 52-101—2003.** Бетонные и железобетонные конструкции без предварительного напряжения. СПб.: ДЕАН, 2005.

14. **СП 52-102—2004.** Предварительно напряженные железобетонные конструкции. М.: НИЦ "Строительство", 2005.

15. **СТО Газпром 2-2.2-334—2009.** Ремонт и строительство магистральных газопроводов в обводненной и заболоченной местности, на подводных переходах с применением обетонированных труб. М.: ОАО "Газпром", 2009.

16. **Елисеев В. В., Зиновьева Т. В.** Нелинейно-упругая деформация подводного трубопровода в процессе укладки // Вычислительная механика сплошных сред. 2012. Т. 5. № 1. С. 70—78.

17. **СП 36.13330.2012.** Магистральные газопроводы. М.: ФАУФУС, 2012.

18. **Типовые** расчеты при сооружении и ремонте газонефтепроводов / Л. И. Быков, Ф. М. Мустафин, С. К. Рафиков и др. СПб.: Недра, 2006. 824 с.

19. **Бородавкин П. П., Березин В. Л.** Сооружение магистральных трубопроводов. М.: Недра, 1979. 407 с.

20. **Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В.** Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова думка, 1988. 736 с.

21. **Справочник** по проектированию магистральных трубопроводов. А. К. Дерцакян, М. Н. Шпотаковский, Б. Г. Волков и др. Л.: Недра, 1977. 519 с.

22. **НД № 2-020301-003.** Правила классификации и постройки морских подводных трубопроводов. СПб: Российский морской регистр судоходства, 2012. 283 с.

Ve0715.fm Page 18 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

что связано с нагружением резьбовых соединений (рис. 1) статической отрывающей силой F_G, создаваемой весом столба нефти, находящегося над насосом, и возникающим при радиальных колебаниях насоса в скважине круговым, т. е. вращающимся относительно резьбового соединения, опрокидывающим моментом M, создаваемым силой F_G на плече r, равном радиальному зазору между насосом и обсадной трубой скважины (рис. 2).

Рассмотрим второй случай нагружения резьбовых соединений УЭЦН. Фланцы стянуты винтами, число винтов — z.

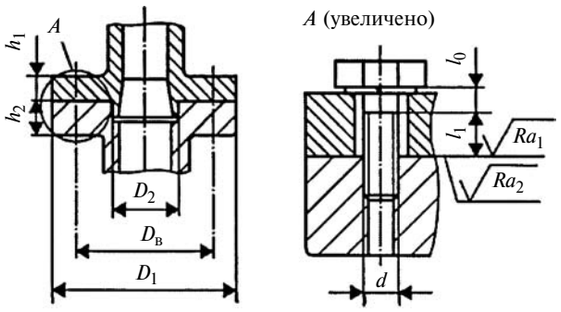


Рис. 1. Резьбовое соединение УЭЦН

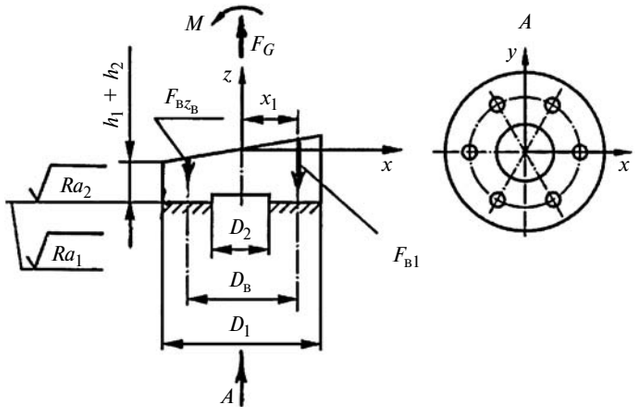


Рис. 2. Расчетная схема соединения УЭЦН

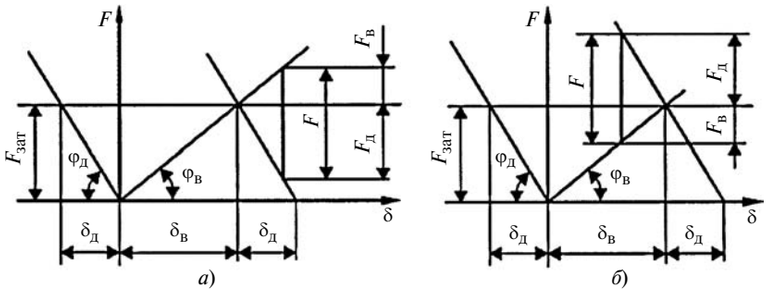


Рис. 3. Диаграммы нагружения одновинтовых резьбовых соединений растяжением (*а*) и сжатием (*б*) в предположении отсутствия контактных пластических деформаций в резьбе и стягиваемых поверхностях

Если на соединение действует только опрокидывающий момент M относительно оси y, то участок деталей, стягиваемый первым винтом, нагружается внешней растягивающей силой F, а участок деталей, стягиваемый винтом z, нагрузится внешней сжимающей силой F. Аналогами данных участков стягиваемых деталей могут служить одновинтовые резьбовые соединения, нагруженные соответственно отрывающей и сжимающей силами F. Диаграммы (рис. 3) их нагружения построены в предположении отсутствия пластических деформаций в соединении. Согласно работам [2]—[4] в соединении одним винтом, затянутом силой $F_{зат}$ и нагруженном отрывающей внешней силой F (рис. 3, *а*), винт нагружен силой $F_в$. Диаграмма деформаций для нагружения одновинтового соединения сжимающей внешней силой F построена на рис. 3, *б*. На рис. 3 обозначены: $\varphi_в = \mathrm{arctg}(1/\lambda_в)$; $\varphi_д = \mathrm{arctg}(1/\lambda_д)$, где $\lambda_в$ и $\lambda_д$ — податливости винта и стягиваемых деталей; $\delta_в = \lambda_в F_{зат}$ — удлинение винта под действием силы $F_{зат}$; $\delta_д = \lambda_д F_{зат}$ — укорочение деталей под действием силы $F_{зат}$; F — внешняя сила; $F_в$ и $F_д$ — внешние силы, нагружающие винт.

На рис. 4, *а* приведены экспериментальные зависимости сближения δ плоских поверхностей контакта от силы F, полученные Э. В. Рыжовым [5] для образцов из стали 40Х, контактные поверхности которых обработаны точением. Сближения при втором и третьем нагружениях (зависимости *2* и *3*) значительно меньше, чем при первом. Это объясняется пластическими деформациями микронеровностей, возникающими при первом контакте. После второго-третьего нагружения деформации микронеровностей становятся упругими. На рис. 4, *б* приведены зависимости сближения δ от давления p для образцов из незакаленной стали 45

Ve0715.fm Page 19 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

при первом и последующих нагружениях [5], которые указывают на то, что для незакаленных контактных поверхностей сближение при первом нагружении больше, чем при повторных нагружениях, в 3÷4 раза.

На рис. 5 представлена диаграмма нагружения резьбового соединения круговым опрокидывающим моментом, учитывающая влияние на перераспределение внешней нагрузки между винтами и стягиваемыми деталями податливости контактных поверхностей стягиваемых деталей и контактной податливости резьбы, которые обусловлены обмятием микронеровностей при первом нагружении в результате пластических деформаций (показаны на рис. 5 кривыми линиями, упругие деформации условно линеаризованы). После затяжки винтов силой $F_{зат1}$ и нагружения опрокидывающим моментом первый винт дополнительно нагрузится растягивающей силой, а участок деталей, стягиваемый винтом $z_в$, нагрузится внешней сжимающей силой. При изменении направления опрокидывающего момента на противоположное участок деталей, стягиваемый первым винтом, нагрузится внешней сжимающей силой, а винт $z_в$ дополнительно нагрузится растягивающей силой. При этих нагрузках контактные поверхности резьбы и контактные поверхности стягиваемых деталей подвергаются пластической деформации и сила затяжки уменьшается до $F_{зат}$. При этом на каждый из винтов действует циклическая внешняя сила $F_в$, которая вместе с силой затяжки $F_{зат}$ образует статическую F_m и динамическую F_a составляющие силы, нагружающей каждый винт.

На рис. 5 $\varphi_в = \mathrm{arctg}(1/\lambda_в)$; $\varphi_д = \mathrm{arctg}(1/\lambda_д)$, где $\lambda_д$ — податливость участка A (см. рис. 1) стягиваемых винтом деталей; $\delta_в = \lambda_в F_{зат}$; $\delta_д = \lambda_д F_{зат}$; $\delta_{в.пл}$ и $\delta_{д.пл}$ — перемещения, вызванные пластическими деформациями резьбы винта и стягиваемых поверхностей деталей; F — внешняя сила, нагружающая участок A (см. рис. 1) стягиваемых винтом деталей; F_a — амплитуда силы, нагружающей винт; F_m — статическая сила, нагружающая винт, t — время.

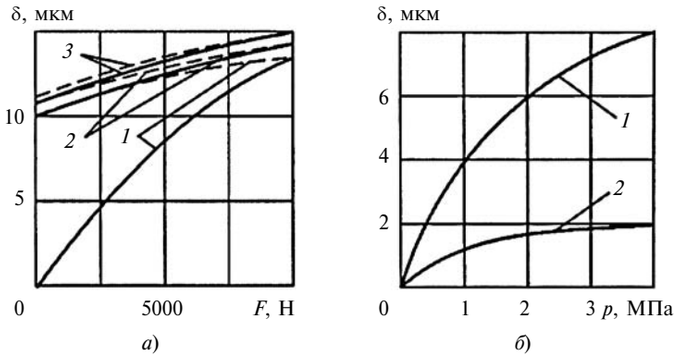


Рис. 4. Зависимости сближения δ от нагрузки *F* [5] и давления *p* при первом (*1*) и повторных (*2*, *3*) нагружениях (сплошные линии — нагрузочные кривые, штриховые — разгрузочные) для образцов из стали 40Х (*а*) и стали 45 (*б*), обработанных точением

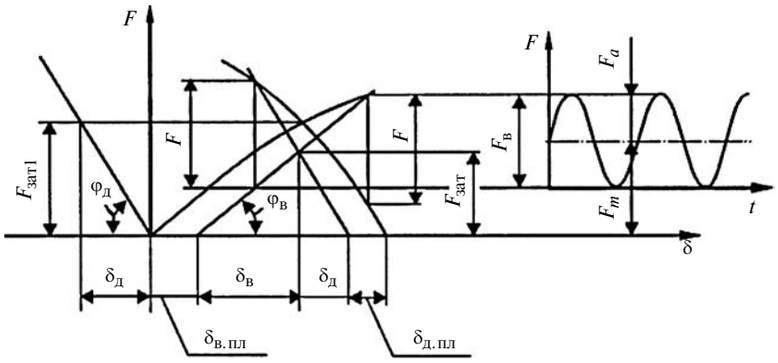


Рис. 5. Диаграмма нагружения участка *A* (см. рис. 1) резьбового соединения при круговом опрокидывающем моменте и контактных пластических деформациях резьбы и стягиваемых поверхностей деталей

Согласно рис. 5 ослабление $\Delta F_{зат} = F_{зат1} - F_{зат}$ силы затяжки винтов резьбового соединения при повторных нагружениях составляет:

$$\Delta F_{зат} \geq F_{зат}(\delta_{в.пл}/\delta_в + \delta_{д.пл}/\delta_д). \quad (1)$$

Здесь

$$\delta_{в.пл} = 3Ra_в c_0\left(\frac{d}{50}\right)\left(\frac{p_в}{E_в}\right)^{0,5}; \quad (2)$$

$$\delta_в = F_{зат}\lambda_в + Ra_в c_0\left(\frac{d}{50}\right)\left(\frac{p_в}{E_в}\right)^{0,5}; \quad (3)$$

$$\delta_{д.пл} = 3Rac_0\varepsilon\left(\frac{p}{E}\right)^{0,5}; \quad (4)$$

$$\delta_д = F_{зат}\lambda_д + Rac_0\varepsilon\left(\frac{p}{E}\right)^{0,5}. \quad (5)$$

В выражениях (2)—(5) $Ra_в = (Ra_{в1}^2 + Ra_{в2}^2)^{0,5}$ — приведенный параметр шероховатости резьбы; c_0 — безразмерный параметр, зависящий от вида обработки поверхностей и направления следов обработки, который при повторных нагружениях соединения равен 355; d — номинальный диаметр резьбы; $p_в = 0,34F_{зат}/A_р$ —

давление в первом нагруженном витке резьбы, создаваемое силой затяжки, здесь ($A_р = \pi(d^2 - d_3^2)/4$ — опорная площадь витка резьбы, где $d_3 = d - 1{,}227P$ — внутренний диаметр резьбы винта (P — шаг резьбы); $E_в$ — модуль упругости материала винта; $\lambda_в$ — податливость винта.

Податливость винта находим по формуле

$$\lambda_в = 4[(0{,}5d + l_0)/(\pi d^2) + (0{,}5d + l_1)/(\pi d_3^2)]/E_в. \quad (6)$$

Здесь l_1 — длина нарезанной нагруженной части винта (см. рис. 1); l_0 — длина гладкой части винта; $Ra = (Ra_1^2 + Ra_2^2)^{0,5}$ — приведенная средняя арифметическая высота микронеровностей контактирующих поверхностей; $\varepsilon = f(\Delta - W_{max})$ — масштабный коэффициент, зависящий [6] от допуска Δ плоскостности, определяемого степенью точности по ГОСТ 24643—81 и наибольшим размером D контактной поверхности, и от наибольшей высоты W_{max} волны шероховатой поверхности; $p = z_в F_{зат}/A$ — давление в контакте, создаваемое силами затяжки винтов; $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ — приведенный модуль упругости материалов стягиваемых фланцев; $\lambda_д$ — податливость стягиваемых деталей:

$$\lambda_д = (h_1 + h_2)/(EA), \quad (7)$$

где h_1, h_2 — толщины фланцев.

В формуле (1) знак "≥" указывает на то, что реальные значения параметров $\delta_{в.пл}$ и $\delta_{д.пл}$ будут больше, так как их определяют суммарные силы, нагружающие винт и стягиваемые детали, а не сила $F_{зат}$, и более точное значение $\Delta F_{зат}$ можно найти методом последовательных приближений.

Диаграмма на рис. 5 не учитывает действие на соединение внешней отрывающей силы F_G. С учетом данного нагружения последовательность расчета сопротивления усталости винтов резьбового соединения УЭЦН показана ниже [6].

1. Задаем силу затяжки винта

$$F_{зат1} = \sigma_{зат.в}\pi d_3^2/4, \quad (8)$$

где $\sigma_{зат.в} = (0{,}6 \div 0{,}8)\sigma_т$ ($\sigma_т$ — предел текучести материала винта).

2. По формулам (1)—(7) оцениваем ослабление силы затяжки:

$$F_{зат} = F_{зат1} - \Delta F. \quad (9)$$

3. Вычисляем коэффициенты χ_F и χ_{My} основной нагрузки, определяющие, какую долю внешней нагрузки на винты составляют соответственно отрывающая сила и опрокидывающий момент относительно оси y.

По результатам исследований [6] коэффициент χ_F основной растягивающей нагрузки для группового резьбового соединения z винтами с площадью поверхности контакта фланцев $A_к = \pi(D_1^2 - D_2^2)/4$ составляет:

$$\chi_F = \frac{\lambda_к + \lambda_д}{\lambda_к + \lambda_д + \dfrac{\lambda_{кв} + \lambda_в}{z_в}}, \quad (10)$$

где $\lambda_к$ — податливость контактирующих поверхностей фланцев, зависящая от коэффициента податливости k и масштабного коэффициента ε:

$$\lambda_к = k\varepsilon/A_к; \quad (11)$$

$\lambda_{кв}$ — контактная податливость первого витка резьбы, нагруженного силой $0{,}34F_{зат}$ [1]:

$$\lambda_{кв} = 0{,}5Ra_в c_0 \times (d/50)/(0{,}34F_{зат}E_в A_р)^{0,5}. \quad (12)$$

Коэффициент податливости контактирующих поверхностей фланцев

$$k = 0{,}5Rac_0/(Ep)^{0,5}. \quad (13)$$

По результатам работы [6] коэффициент χ_{My} составляет:

$$\chi_{My} = (\lambda_к + \lambda_д)/\{\lambda_к + \lambda_д + (\lambda_{кв} + \lambda_в)I_y/\{A_к\Sigma[0{,}5D_2 \times \cos(2\pi i/z)]^2\}\}, \quad (14)$$

где $I_y = \pi D_1^4[1 - (D_2/D_1)^4]/64$ — момент инерции контактной поверхности фланца относительно оси y.

4. Определяем амплитуду силы, нагружающей винт:

$$F_a = \chi_{My}My \times \frac{0{,}5D_в}{\sum\limits_{i=1}^{z_в}[0{,}5D_в\cos(2\pi i/z_в)]^2}. \quad (15)$$

5. Определяем статическую силу, нагружающую винт:

$$F_m = F_{зат} + \chi_F\frac{F_G}{z_в} + \chi_{My}My \times \frac{0{,}5D_в}{\sum\limits_{i=1}^{z_в}[0{,}5D_в\cos(2\pi i/z_в)]^2}. \quad (16)$$

6. Находим запас прочности по пределу выносливости [3] стержня винта, учитывая наличие концентратора напряжений — галтели вблизи головки винта:

$$S_{\sigma c} = \sigma_{-1}/(K_{\sigma D}\sigma_{ac} + \Psi_\sigma\sigma_{mc}), \quad (17)$$

где σ_{-1} — длительный предел выносливости материала; $K_{\sigma D} \approx 1{,}42$ — коэффициент снижения предела выносливости детали [3]; σ_{ac} — амплитуда напряжений в винте:

$$\sigma_{ac} = 0{,}5F_a/(\pi d^2/4); \quad (18)$$

$\Psi_\sigma \approx 0{,}1$ — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла; среднее напряжение цикла:

$$\sigma_{mc} = F_m/(\pi d^2/4). \quad (19)$$

7. Находим запас прочности по сопротивлению усталости

Ve0715.fm Page 21 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

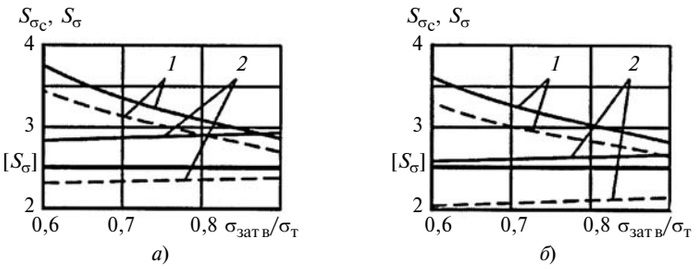


Рис. 6. Диаграммы запасов прочности по сопротивлению усталости стержня винта (*1*) и его резьбовой части (*2*) соединений с шестью винтами М12 (*а*) и восемью винтами М10 (*б*) при шероховатости фланцев $Ra_1 = Ra_2 = 3{,}2$ мкм (штриховые линии) и $Ra_1 = Ra_2 = 1{,}25$ мкм (сплошные линии)

резьбовой части винта согласно работам [2—4]:

$$S_\sigma = \sigma_{-1}/(K_{\sigma D}\sigma_a). \qquad (20)$$

Эффективные значения коэффициента $K_{\sigma D}$ составляют [3] для крепежа из углеродистой стали — 3,3÷3,6; из низколегированной стали — 3,6÷4,0; из легированной стали — 4,0÷4,5.

Амплитуда напряжений в винте:

$$\sigma_a = F_a/(\pi d_3/4). \qquad (21)$$

Сопротивление усталости считается обеспеченным, если получены запасы прочности не менее допустимого запаса $[S_\sigma]$. Согласно работам [2—4] принимают $[S_\sigma] \geq 2{,}5$.

Оценим сопротивление усталости винтов резьбового соединения погружного насоса, в котором винтами класса прочности 10.9 ($\sigma_т = 900$ МПа, $\sigma_{-1} = 250$ МПа) с параметрами шероховатости резьбы $Ra_{в1} = Ra_{в2} = 2{,}5$ мкм стянуты стальные ($E = E_в = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа) фланцы, имеющие размеры: $D_1 = 103$ мм, $D_2 = 76$ мм, $D_в = 84$ мм, $h_1 = 12$ мм, $h_2 = 45$ мм. После затяжки соединение нагружено внешней отрывающей силой $F_G = 8 \cdot 10^4$ Н, которая на плече $r = 10$ мм создает круговой опрокидывающий момент $M_y = 8 \cdot 10^5$ Н · мм. Принято: $l_0 = 0$, $l_1 = 12$ мм, $c_0 = 355$, $\Delta = 0{,}02$ мм, $W_{max} = 0{,}01$ мм.

Расчет произвели для двух вариантов соединений — с шестью винтами М12 и с восемью винтами М10; для двух вариантов обработки контактных поверхностей фланцев — с $Ra_1 = Ra_2 = 3{,}2$ мкм и $Ra_1 = Ra_2 = 3{,}2$ мкм. Напряжения в винте от силы затяжки варьировали от $0{,}6\sigma_т$ до $0{,}9\sigma_т$.

По формулам (6)—(21) получены результаты, представленные на рис. 6. Расчеты по формулам (1)—(5) показали, что ослабление $\Delta F_{зат}$ силы затяжки соизмеримо с силой затяжки.

Анализ результатов расчета показал следующее:

1. Ослабление силы затяжки соизмеримо с первоначальной силой затяжки, что объясняется малыми длинами винтов и толщинами фланцев. Поэтому для рассматриваемых соединений необходима повторная затяжка винтов. Целесообразно затяжку винтов соединения проводить в два этапа: сначала затянуть все винты силой $1{,}2F_{зат}$, затем уменьшить эту силу до $F_{зат}$. При затяжке винтов следует пользоваться динамометрическими ключами, предварительно определив необходимый момент завинчивания.

2. Получен достаточный запас $S_{\sigma c}$ прочности стержня винта в соединениях разных конструктивных исполнений при разных силах затяжки.

3. При напряжениях в винте от повторной силы затяжки, равных $(0{,}6 \div 0{,}9)\sigma_т$, при параметре шероховатости контактирующих поверхностей фланцев $Ra_1 = Ra_2 = 3{,}2$ мкм запас S_σ прочности в резьбе по сопротивлению усталости оказался недостаточным. Если обеспечить параметр шероховатости $Ra_1 = Ra_2 = 1{,}25$ мкм, то запас S_σ повысится до требуемого уровня. Причем чем больше сила затяжки, тем больше будет запас S_σ и меньше запас $S_{\sigma c}$.

4. При параметре шероховатости контактирующих поверхностей фланцев $Ra_1 = Ra_2 = 1{,}25$ мкм целесообразно заменить резьбовое соединение с шестью винтами М12 на соединении с восемью винтами М10, так как запасы прочности в обоих случаях достаточны, а расстояние от края резьбового отверстия до наружной кромки фланца увеличится приблизительно на 30 % (от 3,5 до 4,5 мм), что обеспечит более равномерное нагружение винта по его поперечному сечению.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Влияние** пластических деформаций микронеровностей на сопротивление усталости винтов резьбовых соединений погружных центробежных насосов при их нагружении пульсирующей отрывающей силой / А. С. Иванов, Н. Е. Смирнов, С. В. Муркин и др. // Вестник машиностроения. 2015. № 5 С. 14—17.

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

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

4. **Биргер И. А., Иосилевич Е. Г.** Резьбовые соединения // Машиностроение: Энциклопедия. Т. IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Редактор-составитель Д. Н. Решетов. М.: Машиностроение, 1995. С. 329—373.

5. **Рыжов Э. В.** Контактная жесткость деталей машин. М.: Машиностроение, 1966. 196 с.

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

Ve0715.fm Page 22 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 629.113.62-235: 621.85

И. К. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук (Вологодский ГТУ), e-mail: alex@mh.vstu.edu.ru

Правило десяти моментов холостого хода механической передачи

Обоснована методика энергетического расчета механической трансмиссии, учитывающая величину холостого хода передачи. Предложена модель определения энергетически рационального нагрузочного режима механической передачи.

Ключевые слова: механическая трансмиссия, энергетический расчет, холостой ход, рациональный нагрузочный режим.

The method of energy analysis of mechanical transmission, taking into account value of transmission idle run, is substantiated. The model for determination of energy-rational load mode of mechanical transmission is suggested.

Keywords: mechanical transmission, energy analysis, idle run, rational load mode.

В учебниках для курсов "Теория машин и механизмов" и "Детали машин" [1, 2] для упрощения определения фрикционных потерь в элементах механических передач принято допущение о возможности использования в инженерных расчетах зависимости Амонтона (1699 г.) [3]

$$F_{тр} = f_{тр}F_{н}, \qquad (1)$$

где $F_{н}$ — нормальная сила, передаваемая на площадку контакта между взаимодействующими телами; $F_{тр}$ — сила трения, возникающая при относительном перемещении тел в касательном направлении; $f_{тр}$ — коэффициент трения.

Однако в соответствии с законом Амонтона—Кулона (в его полной форме) [4—6] фрикционные силы в паре трения определяются зависимостью

$$F_{фр} = F_{тр} + F_{сц} = f_{тр}F_{н} + F_{сц},$$

где $F_{фр}$ — суммарная фрикционная сила; $F_{сц}$ — сила молекулярного сцепления, которая не зависит от силы $F_{н}$.

Допущение об отсутствии сил сцепления в элементах кинематической цепи, определяемое формулой (1), приводит к тому, что относительные механические потери, определяющие КПД и в элементах кинематической цепи (КЦ), и для всей КЦ считаются постоянными, т. е. не зависят от нагрузочного режима передаточного механизма. Тогда расчет суммарного КПД всей КЦ сводится к выражению

$$\eta_{\Sigma} = \prod_{i=1}^{n} R_i, \qquad (2)$$

где η_{Σ} — суммарный КПД кинематической цепи; n — число элементов кинематической цепи; R_i — предельное (максимальное) значение КПД i-го элемента КЦ.

Ущербность расчета КПД как произведения постоянных коэффициентов очевидна, так как при этом не учитывается влияние нагрузочных, скоростных и температурных режимов, вида и состояния смазочного материала и других условий эксплуатации. Во многих случаях такой метод расчета энергетической эффективности механической передачи неприемлем.

Важнейший фактор, принципиально изменяющий КПД, — нагрузочный режим работы механизма, определяемый передаваемым крутящим моментом, который при работе любой машины меняется в широких пределах: от нуля до максимально допустимых значений. Остальные факторы — скоростной и температурный режимы и другие эксплуатационные условия, зачастую можно стабилизировать в пределах номинальных значений.

Впервые исследование упрощенной методики энергетического анализа механической передачи провел Г. А. Левит [7], который представил КПД механической трансмиссии как функцию от нагрузочного (мощностного) режима. Он предложил разделить общие потери в передаче на нагрузочные и постоянные:

$$N_{с} = N_{н} + N_{х},$$

где $N_{с}$ — суммарные потери мощности; $N_{н}$ — нагрузочные (переменные) потери мощности, прямо пропорциональные реализуемой полезной мощности; $N_{х}$ — постоянные потери, т. е. мощность, необходимая для совершения холостого хода механизма.

На этом основана принципиальная формула КПД передачи:

$$\eta = 1 - \frac{N_{н}}{N} - \frac{N_{х}}{N},$$

где N — полная мощность на приводном валу.

Справедливо полагая, что при выполнении холостого хода КПД передачи равен нулю, а близкое к максимальному стабильное значение КПД достигается только при значительной полезной на-

Ve0715.fm Page 23 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

грузке, Левит предложил для расчета текущего значения КПД функцию

$$\eta = \eta_\Sigma\left(1 - \frac{N_х}{N}\right), \qquad (3)$$

где η_Σ — предельное суммарное значение КПД передачи, определяемое по традиционной формуле (2).

Однако гиперболическая зависимость (3) содержит методологическую некорректность, которая заключается в том, что использование отношения мощностей $N_х/N$ допустимо только при условии соблюдения равной частоты вращения приводного вала при холостом ходе и при нагрузочном режиме работы механизма: $\omega_х = \omega = \text{const}$, в противном случае формула (3) не работает.

Допустим, что привод механизма осуществляется двигателем с мягкой механической характеристикой (например, электродвигателем постоянного тока последовательного возбуждения), который имеет механическую характеристику, близкую к режиму постоянной мощности. В этом случае $N_х \cong N$ и КПД, вычисленный по формуле Левита, во всем диапазоне нагрузок окажется равным нулю. Это вынуждает принять условие постоянства скоростного режима и внести коррективы в формулу (3) — заменить отношение мощностей отношением моментов:

$$\frac{N_х}{N} = \frac{M_{х\Sigma}\omega}{M\omega} = \frac{M_{х\Sigma}}{M},$$

где M — полный момент на приводном валу; $M_{х\Sigma}$ — суммарный момент холостого хода всех элементов передачи, приведенный к приводному валу; $\omega = \text{const}$ — заданная частота вращения приводного вала.

Запишем формулу Левита в корректном виде:

$$\eta = \eta_\Sigma(1 - M_{х\Sigma}/M) \text{ при } \omega = \text{const}, \qquad (4)$$

и отобразим ее графически (рис. 1).

Так как в формуле (4) величины η_Σ и $M_{х\Sigma}$ — константы, функция $\eta = f(M)$ является гиперболой, для которой соблюдаются два очень важных условия:

1) при $M \to \infty$ имеем $\lim\left(\eta_\Sigma - \frac{\eta_\Sigma M_{х\Sigma}}{M}\right) = \eta_\Sigma$;

2) при $M = M_{х\Sigma}$ имеем $\eta_\Sigma - \frac{\eta_\Sigma M_{х\Sigma}}{M} = 0$.

Для данной зависимости характерно, что по мере увеличения нагрузочного режима КПД вначале существенно возрастает, однако достигнув граничного значения (см. рис. 1, точка $A_{гр}$), КПД стабилизируется. Следовательно, за пределами граничного КПД допустимо использовать упрощенную (традиционную) методику расчета. Определение $M_{гр}$ граничного нагрузочного режима будет представлено ниже.

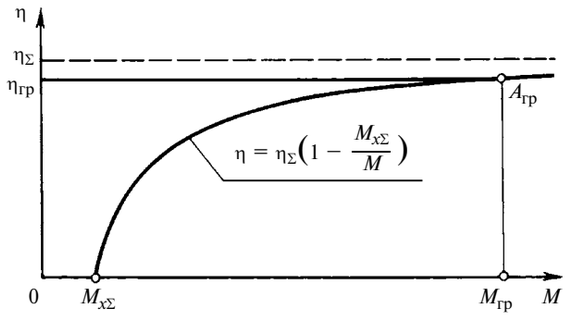


Рис. 1. Гиперболическая зависимость КПД механической передачи от момента на приводном валу

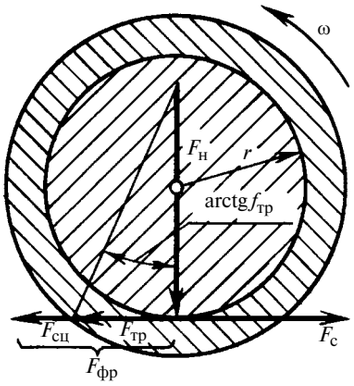


Рис. 2. Схема сил, действующих в паре трения в передаче вращения

Предложенная Левитом математическая модель КПД требует четкого обоснования с позиции физических законов взаимодействия сил в парах трения. Иначе возникает сомнение: является ли эта функция гиперболой или имеет экспоненциальную или какую-либо иную функциональную зависимость.

Представим необходимое доказательство.

Очевидно, что взаимодействие касательной (фрикционной) и нормальной сил в кинематической паре скольжения для передачи вращательного движения тоже подчиняется закону Амонтона—Кулона, который изначально был установлен для пар трения на плоскости. На рис. 2 представлено взаимодействие сил в паре трения скольжения для передачи вращательного движения по аналогии с взаимодействием этих сил на плоскости. Показано, что при выполнении вращательного движения воз-

Ve0715.fm Page 24 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

никающие в паре фрикционные силы уравновешиваются окружным усилием $F_с$:

$$F_с = f_{тр}F_н + F_{сц}. \quad (5)$$

Здесь $F_с = -F_{фр}$ — окружное усилие в кинематическое паре, затрачиваемое на преодоление суммарных фрикционных сил; $F_н$ — нормальное усилие, действующее в кинематической паре (заметим, что усилие, передаваемое от одного элемента кинематической пары к другому, в данном случае всегда направлено по нормали к поверхности контакта независимо от направленности усилия в вертикальной плоскости; $F_{тр}$ — сила трения: часть фрикционных сил, пропорциональная нормальной нагрузке на кинематическую пару; $F_{сц}$ — сила сцепления: часть фрикционных сил, определяемая силами молекулярного сцепления в кинематической паре.

Следовательно, есть все основания приспособить модель взаимодействия фрикционных сил на плоскости к условиям вращательного движения. Так как при передаче вращения в качестве нагрузочного показателя движения используют крутящий момент, то умножив правую и левую части уравнения (5) на плечо r суммарных фрикционных сил, получим уравнение моментов:

$$F_с r = (f_{тр}F_н + F_{сц})r = f_{тр}F_н r + F_{сц}r. \quad (6)$$

Запишем уравнение (6) в более удобном виде:

$$M_с = f_{тр}M_п + M_{сц}. \quad (7)$$

Здесь $M_с$ — момент сопротивления кинематической пары прокручиванию; $M_п = F_н r$ — полезный (нагрузочный) крутящий момент, передаваемый кинематической парой; $M_{сц}$ — момент, обусловленный силами молекулярного сцепления, т. е. момент, возникающий при прокручивании кинематической пары даже при отсутствии полезного крутящего момента, т. е. этот показатель и является моментом холостого хода кинематической пары: $M_{сц} = M_х$.

Тогда уравнение (7) получим в виде:

$$M_с = f_{тр}M_п + M_х. \quad (8)$$

Таким образом, получили зависимость механических потерь в паре трения скольжения для передачи вращения в функции от полезной нагрузки (рис. 3, *а*), которая по взаимодействию между нагрузкой и фрикционными потерями аналогична закону Амонтона—Кулона.

Формула (8) имеет весьма ограниченную область использования, так как коэффициент трения характеризует энергетическое взаимодействие только в контактной паре. Для определения же потерь в элементах КЦ и тем более в КЦ в целом, как правило, применяют такой универсальный показатель, как КПД (η) — отношение энергетического показателя на выходе из элемента КЦ к аналогичному энергетическому показателю на его входе. В некоторых случаях удобно использовать коэффициент относительных механических потерь в передаче:

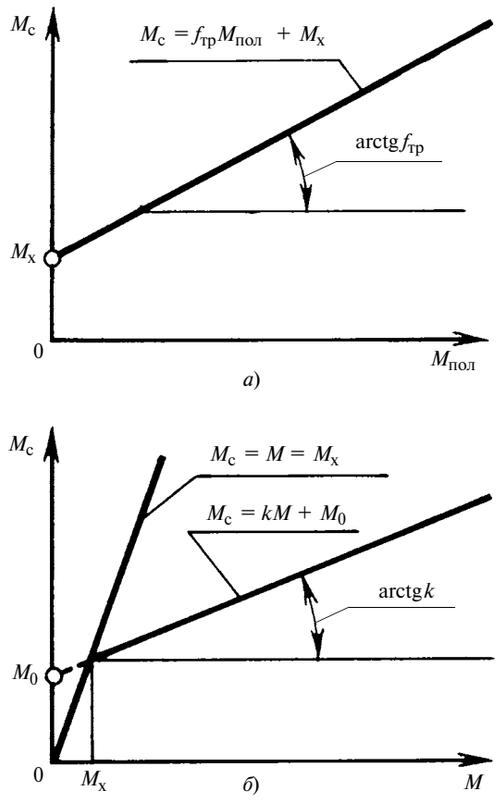


Рис. 3. Зависимости момента $M_с$ сопротивления пары трения в передаче вращения от передаваемого полезного момента $M_п$ (*а*) и полного момента M на приводном валу (*б*)

$$k = 1 - \eta. \quad (9)$$

Между коэффициентом трения и КПД, безусловно, существует взаимосвязь.

Примем условие: $M_п = M - M_с$, где M — полный момент, передаваемый кинематической парой. Тогда, используя уравнение (8), запишем:

$$M_с = f_{тр}(M - M_с) + M_х = f_{тр}M - f_{тр}M_с + M_х;$$

$$M_с(1 + f_{тр}) = f_{тр}M + M_х.$$

В результате получим:

$$M_с = \frac{f_{тр}}{1 + f_{тр}} M + \frac{M_х}{1 + f_{тр}}. \quad (10)$$

Упростим форму записи выражения (10):

$$M_с = kM + M_0. \quad (11)$$

Здесь k характеризует относительные механические потери в передаче [см. формулу (9)]; M_0 — условный начальный момент сопротивления — ордината точки пересечения аппроксимирующей зависимости с осью ординат.

Обратимся к графическому представлению функции $M_с = f(M)$ (рис. 3, *б*), где кроме указанной зависимости проведена прямая $M_с = M$, которая определяет соотношение принятых по осям координат масштабов (как правило, принимают более крупный масштаб по оси ординат). Равенство $M_с = M$ означает отсутствие при передаче вращения полезной нагрузки, т. е. передача работает в режиме холостого хода, следовательно:

$$M_с = M = M_х.$$

Согласно рис. 3, *б*, $M_0 \neq M_х$. Соотношение между этими величинами будет показано ниже.

Универсальность зависимости (11), полученной на основе закона Амонтона—Кулона, подтверждена многочисленными экспериментальными исследованиями, проведенными автором на запатентованных лабораторных установках [8—10]. Эта закономерность проявляется как на отдельных элементах кинематической цепи (подшипниках скольжения и качения), так и в сборочных единицах (цилиндрических и червячных редукторах, коробках перемены передач и др.), а также в многозвенных кинематических цепях из нескольких сборочных единиц.

Представим КПД рассматриваемого элемента КЦ с учетом установленных выше зависимостей.

В соответствии с общим понятием КПД запишем:

$$\eta = N_п/N, \tag{12}$$

где $N_п$ — полезная (выходная) мощность элемента КЦ.

Преобразуем формулу (12):

$$\eta = \frac{N - N_с}{N} = \frac{(M - M_с)\omega}{M\omega} = 1 - M_с/M.$$

Запишем последнее выражение с учетом выражения (11):

$$\eta = 1 - \frac{kM + M_0}{M} = (1 - k) - M_0/M = \\ = R - M_0/M, \tag{13}$$

где R — константа, значение которой всегда меньше единицы.

Определим максимальный КПД: при $M \to \infty$ имеем $\lim\eta = R - M_0/M = R$, т. е. величина R и есть максимальное (предельное) значение КПД рассматриваемого элемента КЦ. В учебниках [1, 2] именно предельные значения КПД отдельных кинематических пар предлагается использовать в качестве констант для формулы (2).

Так как $R = 1 - k$, предельное значение КПД элемента КЦ легко установить путем аппроксимации массива экспериментальных значений зависимости $M_с = f(M)$ функцией (11).

Представим выражение КПД кинематической пары (или элемента КЦ) в более удобном для в инженерных расчетов виде.

При условии $M = M_х$ КПД равен нулю: $\eta = R - M_0/M_х = 0$, откуда следует, что $M_0 = M_х R$.

Подставив это выражение в формулу (13), для элемента КЦ получим:

$$\eta = R - \frac{M_х R}{M} = R(1 - M_х/M).$$

По аналогии функциональная зависимость КПД для КЦ в целом будет иметь вид:

$$\eta = \eta_\Sigma(1 - M_{х\Sigma}/M). \tag{14}$$

Зависимость (14) совпадает с предложенным выражением (4). Таким образом, соответствие гиперболической модели КПД механической передачи законам физики считаем доказанным.

Вернемся к вопросу о граничном значении КПД (см. рис. 1). В работах [8, 9] было предложено определять положение точки $A_{гр}$ на основе стабилизации производной (скорости изменения) функциональной зависимости $\eta = f(M)$. Согласно этому граничное значение момента $M_{гр}$ определяют по формуле $M_{гр} = 28{,}3638\sqrt{\eta_\Sigma M_{х\Sigma}}$ или находят с помощью номограммы, после чего вычисляют граничное значение КПД ($\eta_{гр}$) по формуле (4).

В данной работе впервые рассмотрен метод, который значительно упрощает энергетический анализ механической передачи, фактически не снижая качество результата.

Примем, что достоверность вычислений предельного значения КПД по формуле (2) составляет 90 % (что в большинстве случаев соответствует действительности), т. е. $\eta_{гр} = 0{,}9\eta_\Sigma$. Далее находим значение граничного момента, при котором КПД передачи становится стабильным (см. рис. 1):

$$0{,}9\eta_\Sigma = \eta_\Sigma(1 - M_{х\Sigma}/M_{гр}) \Rightarrow \\ \Rightarrow 0{,}9 = 1 - M_{х\Sigma}/M_{гр} \Rightarrow 0{,}1 = M_{х\Sigma}/M_{гр}.$$

В результате получаем примечательное выражение:

$$M_{гр} = 10M_{х\Sigma}. \tag{15}$$

Ve0715.fm Page 26 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

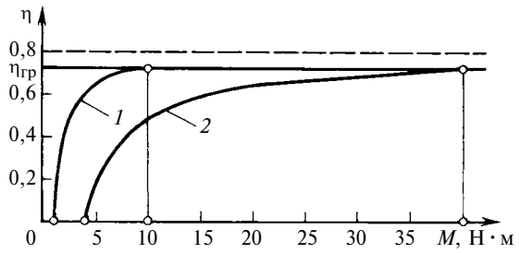


Рис. 4. Зависимости η = 0,8(1 − 0,1/*M*) (*1*) и η = 0,8(1 − 0,4/*M*) (*2*)

На основании зависимости (20) энергетическая оптимизация механической передачи достигается просто. Назовем этот подход **"Правилом десяти моментов холостого хода"**, суть которого состоит в следующим: сначала экспериментально (путем прокручивания) находят холостой ход передачи, затем, увеличивая полезную нагрузку на механизм, создают на приводном валу крутящий момент, десятикратно превышающий момент холостого хода, и с учетом заданного скоростного режима определяют минимально необходимую мощность приводного двигателя: $N_{дв} = M_{гр}\omega$.

Однако соотношение (15) не всегда можно реализовать. Ограничивающими факторами являются:

отсутствие возможности увеличения нагрузки на рабочем органе из технологических условий (на металлорежущих станках изменение режима обработки детали ухудшает качество продукции);

наличие тихоходного рабочего органа, который приводится в действие через трансмиссию с большим передаточным отношением (механический подъемник, домкрат), поэтому существенное повышение нагрузки на рабочем органе приводит к незначительному изменению крутящего момента на приводном валу; к тому же такие передачи имеют момент холостого хода, сопоставимый с нагрузочным моментом, ввиду чего граничный нагрузочный режим, как правило, недостижим;

ограничение возможности увеличения нагрузки на привод по прочностным показателям его конструктивных элементов.

В указанных ситуациях механизм будет работать в дограничных режимах, а следовательно, использование при расчете гиперболической функции (4) становится обязательным. В связи с этим рекомендуется ознакомиться с работой [11], в которой приведен пример энергетического расчета механизма, работающего в "дограничном" нагрузочном режиме.

Необходимо обратить особое внимание на высокую чувствительность функциональной зависимости КПД к изменению момента холостого хода. На рис. 4 представлены зависимости изменения КПД от момента *M* на приводном валу двух трансмиссий, имеющих одинаковый предельный КПД ($\eta_{гр}$), однако потери на холостой ход у первой трансмиссии (кривая *1*, $M_{х1}$ = 1 Н · М) в 4 раза меньше, чем у второй (кривая *2*, $M_{х2}$ = 4 Н · м). Вторая трансмиссия имеет весьма значительный диапазон нерациональных ("дограничных") нагрузочных режимов, и стабилизация КПД данной трансмиссии возникает при существенно большем крутящем моменте. Очевидно, что эксплуатационный КПД машины с таким передаточным механизмом будет намного ниже.

Правило десяти моментов холостого хода позволяет оперативно решать задачу повышения энергетической эффективности механических передаточных механизмов путем оптимизации их нагрузочных режимов. Универсальность и простота расширяют возможность его применения в инженерной практике как при разработке, так и при эксплуатации машин различного назначения. Его использование позволит существенно снизить энергоемкости многих технологических процессов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Артоболевский И. И.** Теория машин и механизмов. М.: Наука, 1988. 639 с.
2. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
3. **Amontons V.** De resistance caus ee dans mashines // Motores de l'Akademie Royal. 1699. P. 203—222.
4. **Colomb C. A.** Theorie des mashines simples // Memoires de mathematigue de physigue l'Akademie des seiences. 1785. T. 10. P. 161—331.
5. **Костецкий Б. И.** Трение, смазка и износ в машинах. Киев: Техника, 1970. 396 с.
6. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
7. **Левит Г. А.** Расчет потерь на трение в приводах станков // Станки и инструмент. 1959. № 9. С. 3—10.
8. **Александров И. К.** Энергетический анализ механизмов и машин. Теоретическое и экспериментальное обоснование принципов исследования и определения энергетических потерь в механизмах и машинах: Монография. Вологда: ВоГТУ, 2012. 244 с.
9. **Александров И. К.** Определение потерь в кинематических парах и механических трансмиссиях на основе закона Амонтона—Кулона // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 8—15.
10. **Александров И. К.** Энергетическая неэффективность разветвленных кинематических цепей // Вестник машиностроения. 2010. № 4. С. 20—28.
11. **Александров И. К.** Энергетический расчет механического подъемника на основе гиперболической модели КПД // Вестник машиностроения. 2013. № 5. С. 28—31.

Ve0715.fm Page 27 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 621. 892

Е. Б. СЕДАКОВА, д-р техн. наук, Ю. П. КОЗЫРЕВ, канд. техн. наук (Институт проблем машиноведения РАН, г. Санкт-Петербург), e-mail: elenasedakova2006@yandex.ru

Физическая модель износа полимерных композитов с пространственным расположением наполнителя в виде коротких волокон

Рассмотрены структурные особенности полимерных композиционных материалов на основе матриц из политетрафторэтилена, полиэфирэфиркетона и полифениленсульфида с наполнителем в виде коротких волокон. Разработан алгоритм моделирования пространственной структуры наполнителя. Уточнен коэффициент усиления для данных композитов. Получены зависимости концентрации волокон от их размеров.

Ключевые слова: полимерный композитный материал, наполнитель, короткие волокна, износостойкость, интенсивность линейного изнашивания, трение.

The structural features of polymer composite materials on the base of matrices from polytetrafluorethylene, polyetheretherketone and polyphenylenesulfide with short fiber filler are considered. The algorithm of modeling of three-dimensional filler structure is developed. The gain coefficient for these type of composites is specified. The dependencies of fiber concentration from their dimensions are obtained.

Keywords: polymer composite material, filler, short fiber, wear resistance, rate of linear wear, friction.

К отдельному классу наполненных полимерных композитов относятся материалы, на начальном этапе производства которых крупные гранулы полимера перемешиваются со значительно более мелкими частицами наполнителя или тонкими короткими волокнами [1]. Данная технология применяется для производства композитов на основе таких полимеров, как политетрафторэтилен (ПТФЭ), полиэфирэфиркетон (ПЭЭК), полифениленсульфид (11ФС) [1—3]. После формования смеси полимера и наполнителя под давлением и при повышенных температурах (до 380 °С) получают композиционный материал с пространственной структурой, в котором наполнитель образует тонкий слой на поверхности каждой частицы полимера [4].

В последнее время для полимерных композитов с дисперсными наполнителями разработаны физические модели износа [5, 6], которые позволяют прогнозировать износостойкость композитов при их разработке. Однако для композитов с волокнистыми наполнителями, расположенными в виде пространственной структуры, не разработаны аналитические способы или алгоритмы прогнозирования износостойкости. Настоящая статья посвящена разработке физической модели для этого типа полимерных композитов.

Ранее разработанные физические модели основаны на степенном или эмпирическом законе изнашивания, где распределение внешней нагрузки на поверхности трения между матрицей композита и наполнителем учитывается нагруженностью β матрицы — отношением нагрузки, приходящейся на матрицу в области трибоконтакта, к общей внешней нагрузке, приложенной к узлу трения. В предложенных моделях величину β рассчитывали для композитов, усиленных короткими волокнами, которые вследствие особенностей технологического процесса изготовления композиционных материалов распределялись случайным образом в соответствующих смолах или в расплавах термопластичных полимеров [7]. В этом случае нагруженность матрицы определяется напряжениями сдвига, возникающими вследствие разности деформаций матрицы и волокна [7, 8]:

$$\beta = f(\varphi_f,\ l,\ d,\ Q,\ \Phi), \qquad (1)$$

где φ_f — объемная концентрация наполнителя; l — средняя длина волокна; d — средний диаметр волокна; Q — коэффициент усиления композита; Ф — фрактальность.

Составляющие выражения (1), кроме коэффициента Q, или известны, или поддаются аналитическому описанию. Коэффициент Q — отношение эквивалентного числа волокон, нормальных к поверхностям трения и приложения нагрузки, к общему числу волокон — важен для нахождения адекватной величины β, которая является определяющей величиной в физической модели изнашивания. Приняв за критерий износостойкости композита его интенсивность линейного изнашивания относительно матрицы I_C^m, при использовании степенного закона изнашивания физическую модель износа получим в виде:

$$I_C^m = \beta^{b_c} + \frac{y}{x}(1-\beta)^{b_c}, \qquad (2)$$

где b_c — показатель степени; x, y — коэффициенты степенных уравнений для материалов матрицы и наполнителя соответственно.

Для прогнозирования износостойкости композита по формуле (2) необходимо определить при прочих известных триботехнических характеристиках величину β по указанным в формуле (1) параметрам, включая Q. В работе [9] при анализе прочностных свойств полимеров, наполненных

Ve0715.fm Page 28 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

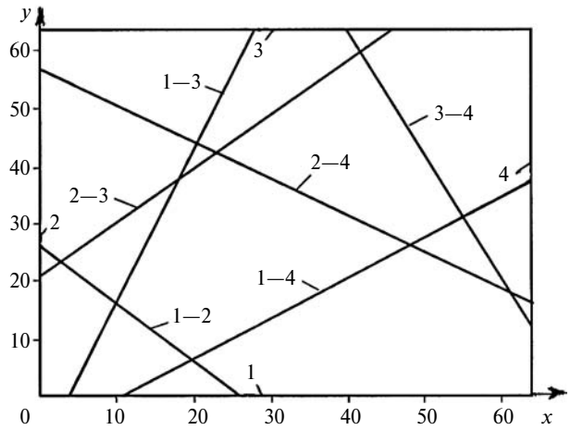


Рис. 1. Схема расположения волокон на грани полимерного куба в координатах *xy*

случайно ориентированными короткими волокнами, в качестве приближенного значения Q для двумерного распределения наполнителя предлагается $Q = 3/8 \approx 0{,}38$, а для объемного — $Q = 1/6 \approx 0{,}17$. Проверим, насколько правомерно использование этих значений при расчете β в рассматриваемом случае.

Для композитов триботехнического назначения с пространственной структурой наполнителя разрабатываем вычислительный алгоритм, в котором для определения координат волокон в композите используем генераторы случайных чисел. Будем считать полимерную частицу кубом с ребром $r_р = 64$ мкм, как это принято в работе [2] при формовании композита на основе полиэфирэфиркетона (PEEK), наполненного короткими углеродными волокнами. Как правило, углеродные волокна имеют средний диаметр $d \approx 7$ мкм и длину 100÷300 мкм [1]. Так как все грани полимерного куба эквивалентны относительно расположения волокон, сначала рассмотрим одну из граней полимерного куба со случайным расположением прямолинейных углеродных волокон, концы которых находятся на разных сторонах этой грани. Примем допущение, что волокна огибают грань куба и при дальнейшем формовании композита под давлением могут разрушаться в местах перегиба. Для создания алгоритма случайного распределения волокон рассмотрим вариант расположения волокон на грани куба, при котором каждая из сторон 1—4 грани соединена с другой стороной только одним волокном (рис. 1).

Принимаем, что стороны 1 и 2 совпадают соответственно с осями координат x и y, а стороны 3 и 4 параллельны им. Координаты расположения волокон на каждой грани будут состоять из значений, взятых из диапазона случайных величин и постоянных координат сторон в принятой системе координат. Диапазоны координат концов волокон на сторонах грани полимерного куба: сторона 1 — $x_1 = 0 \div r_р$, $y_1 = 0$; сторона 2 — $x_2 = 0$, $y_2 = 0 \div r_р$; сторона 3 — $x_3 = 0 \div r_р$, $y_3 = r_р$; сторона 4 — $x_4 = r_р$, $y_4 = 0 \div r_р$.

Соединив прямыми линиями точки с указанными координатами, получим шесть волокон, расположенных на грани куба 1—2; 2—3; 3—4; 4—1; 1—3 и 2—4 (см. рис. 1). Программа позволяет увеличить число таких волокон в соответствии с рядом целых чисел. Для построения линий волокон воспользуемся известным уравнением прямой, проходящей через две заданные точки (например, точки 1 и 3):

$$\frac{x - x_1}{x_3 - x_1} = \frac{y - y_1}{y_3 - y_1}. \qquad (3)$$

В нашем случае нижние индексы в уравнении (3) должны соответствовать номерам соединяемых волокном сторон, т. е. сторон 1 и 3. Подставив в уравнение (3) координаты сторон 1 и 3, приведенные выше, и решив его относительно y, получим уравнение, которое позволяет построить прямые, проходящие через стороны 1 и 3:

$$y_{1-3} = \frac{(x - x_1) r_р}{(x_3 - x_1)}. \qquad (4)$$

Чтобы линии, построенные по уравнению (4), имели случайный характер, значения x_1 и x_3 выбирают, используя генератор случайных чисел, работающий в диапазоне $0 \div r_р$, что соответствует приведенным выше данным. Уравнения остальных линий находим аналогично.

Для определения объемной концентрации углеродных волокон необходимо рассчитать суммарную длину всех волокон, расположенных на грани полимерного куба. Если точки начала и конца каждого волокна имеют координаты x_1, y_1 и x_3, y_3, то расстояние r между этими точками, соответствующее длине волокна на грани куба, находится по формуле расстояния между двумя точками:

$$k_{1,3} = \sqrt{(x_3 - x_1)^2 + (y_3 - y_1)^2}.$$

Аналогично определяем длины всех волокон на поверхности грани полимерного куба. Объем наполнителя на грани составляет:

$$\Delta V = \frac{\pi d^2}{4} \Sigma k,$$

где d — средний диаметр волокна; Σk — общая длина всех волокон на грани.

Так как каждое волокно контактирует с поверхностями двух полимерных частиц, то объемная концентрация волокон составит:

$$\varphi_f = \frac{3 \Delta V}{r_р^3 + 3 \Delta V}. \qquad (5)$$

Ve0715.fm Page 29 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

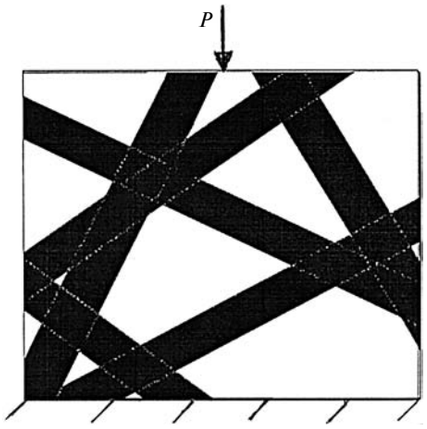


Рис. 2. Вариант расположения шести волокон при $\varphi_S \approx 50$ об. % на грани полимерного куба, контактирующей с поверхностью трения при внешней сжимающей нагрузке P ($d = 7$ мкм и $r_p = 64$ мкм)

Поверхностная концентрация волокон определяется выражением

$$\varphi_S = d\Sigma k / r_p^2 . \qquad (6)$$

Для нахождения коэффициента Q примем, что сторона 1 (см. рис. 1) контактирует с поверхностью трения, а к стороне 3 приложена внешняя нагрузка. При рассматриваемом варианте распределения наполнителя в соответствии с принятыми обозначениями угол контакта со стороной 1 имеют волокна 1—2, 1—4 и 1—3, а со стороной 3 — волокна 3—4, 2—3 и 1—3. При этом волокно 1—3 контактирует одновременно со стороной 1 и со стороной 3. Отметим, что волокна 3—4 и 2—3, выходящие на сторону 3, усиливают композит, но при этом среднее напряжение в волокнах, возникающее под действием внешней нагрузки, из-за концевых эффектов в 4 раза меньше напряжения, возникающего в волокнах, выходящих на сторону 1, т. е. на поверхность трения [9]. Поэтому в дальнейших расчетах влияние нагруженности этих волокон на величину Q не учитываем.

Согласно рис. 1 угол наклона волокна 1—2 определяется выражением

$$\alpha_{1-2} = \mathrm{arctg}\frac{y_2}{x_1} .$$

Аналогично определяем углы наклона волокон 1—4 и 1—3. Далее находим $\Sigma\alpha$, которую разделим на 90° и общее число N волокон.

В самом простом случае, когда все стороны одной грани куба соединяются между собой только одним волокном, общее число волокон на поверхности полимерного куба будет равно 36. Но так как каждое волокно относится к двум граням соседних кубов, то следует принять $N = 18$. В программе $\Sigma\alpha$ рассчитываем для одной грани куба. Однако в формировании разгрузочной функции наполнителя матрицы участвуют нормальные к поверхности трения четыре грани куба, но для каждого полимерного куба эту функцию будут выполнять только две грани. Поэтому окончательно коэффициент Q определяется выражением

$$Q = \frac{2\Sigma\alpha}{90N} . \qquad (7)$$

Алгоритм программы случайного расположения волокон на грани полимерного куба состоит из шести подпрограмм. В пределах каждой подпрограммы назначают случайные координаты двух сторон, затем эти стороны соединяют прямыми линиями (волокнами), построенными по уравнениям типа уравнения (4).

Далее определяем общую длину волокон и углы их наклона к стороне 1. После завершения работы подпрограмм вычисляем общую длину Σk волокон и их углы $\Sigma\alpha$ наклона. Затем по формулам (5)—(7) вычисляем величины φ_f, φ_S и Q.

При работе программы можно задавать: средний диаметр d волокна; размер r_p полимерного куба, число n волокон на одной грани полимерного куба. Результаты вычислений по программе приведены в таблице, согласно которой при армировании полимера волокном с $d = 7$ мкм и $\varphi_f \approx 12$ об. % величина φ_S немного превышает 50 %. Вид грани частицы полимера для этих условий, полученный компьютерным моделированием распределения коротких волокон, приведен на рис. 2.

Из данных таблицы следует, что при объемной концентрации $\varphi_f \approx 20$ об. % поверхностная концентрация составляет $\varphi_S \approx 100$ об. %, т. е. грань частицы полимера будет полностью занята волокнами наполнителя. Дальнейшее увеличение φ_f приводит к образованию последующих слоев. В этом случае волокна будут контактировать одной поверхностью с полимером, другой — с волокнами наполнителя, что, по-видимому, приводит к уменьшению прочности композита и обусловливает снижение его износостойкости. Таким образом, при разработке полимерных композитов, армированных короткими волокнами с $d = 7$ мкм, концентра-

Результаты вычислений триботехнических характеристик полимерных композитов по разработанному алгоритму

Число волокон на одной грани, n	Средние значения при $d = 7$ мкм			Средние значения при $d = 3{,}5$ мкм		
	φ_f, об. %	φ_S, %	Q	φ_f, об. %	φ_S, %	Q
6	12,0	52,9	0,21	3,6	28,7	0,22
12	22,1	109,7	0,19	6,6	55,2	0,20
18	30,4	169,6	0,22	10,1	86,2	0,17
24	37,2	229,6	0,19	12,8	113,7	0,19

ция $\varphi_f = 30$ об. % недопустима, что не противоречит имеющимся данным. Так, в работе [10] PEEK с концентрацией углеродного волокна 30 мас. % представлен как материал с очень хорошими триботехническими свойствами. Перерасчет показывает, что для рассматриваемой композиции концентрация 30 мас. % по весу приблизительно соответствует концентрации 20 об. %.

Уменьшение среднего диаметра волокон до 3,5 мкм приводит при прочих равных условиях к резкому снижению как объемной, так и поверхностной концентраций. При $d = 3{,}5$ мкм оптимальной с триботехнических позиций является концентрация $\varphi_f = 12$ об. %.

Кроме того, при пространственной структуре наполнителя и варьировании числа и диаметров коротких волокон среднее значение коэффициента $Q \approx 0{,}2$, что позволяет с точностью до 18 % принимать в расчетах коэффициент $Q = 1/6$, как и рекомендуется в работе [9] для однородного статистического распределения наполнителя в объеме.

Таким образом, определен коэффициент усиления композита, что позволило создать физическую модель полимерного композита с пространственной структурой наполнителя, состоящего из коротких волокон. Разработан алгоритм и программа расчета объемной и поверхностной концентраций наполнителя при разных числах и диаметрах коротких волокон и разных размеров частиц полимера. Сопоставлением объемной и поверхностной концентраций наполнителя установлена предельная объемная концентрация, соответствующая равенству общей площади волокон наполнителя, приходящихся на одну грань полимерного куба, и площади самой грани полимерного куба.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Friction** and Wear of Polymer Composites / Ed. by K. Fridrich. Amsterdam: Elsevier Scien, 1986. 507 p.
2. **Chen B., Wang J., Jan F.** Comparative investigation on tribological behaviors of CF/PEEK composities under sea water lubrication // Tribology International. 2012. V. 52. P. 170—177.
3. **The effects** of the size and content of potassium titanate whiskers on the properties of PTW/PTFE composites / F. Xin, W. Huaiyuan, S. Yijun at all // Materials Science and Engineering. A. 2007. V. 448. I. 1, 2. P. 253—258.
4. **Козырев Ю. П., Коваленко Н. А.** Способ расчета "пороговой" концентрации для композиций на основе фторопласта-4 // Механика композитных материалов. 1982. № 5. С. 931—934.
5. **Козырев Ю. П., Седакова Е. Б.** Влияние особенностей структуры композиционных материалов на основе политетрафторэтилена на снижение нагруженности матрицы // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2010. № 2. С. 40—45.
6. **Козырев Ю. П., Седакова Е. Б.** Инженерная модель нанокомпозитов триботехнического применения на основе полимеров с многослойной структурой дисперсного наполнителя // Вестник машиностроения. 2011. № 1. С. 34—36.
7. **Козырев Ю. П., Седакова Е. Б.** Анализ влияния волокнистых и дисперсных наполнителей на снижение нагруженности полимерной матрицы при трении // Вестник машиностроения. 2010. № 6. С. 50—54.
8. **Седакова Е. Б.** Физические модели и уравнения износа полимерных композиционных материалов: Автореф. дис. д-ра техн. наук. СПб. 2013. 40 с. Машинопись.
9. **Принципы** создания композиционных полимерных материалов / А. А. Берлин, С. А. Вольфсон, В. Г. Ошмян, Н. С. Ениколопов. М.: Химия, 1990. 240 с.
10. **Liujie X., Davim J. P., Cardoso R.** Prediction on tribological behaviour of composite PEEK — CF30 using artificial neural networks // Journ. Of Materials Processing Technology. 2007. V. 189. P. 374—378.

УДК 629.113

Г. И. МАМИТИ, д-р техн. наук, С. Х. ПЛИЕВ, канд. техн. наук (Горский государственный аграрный университет, г. Владикавказ), В. Б. ТЕДЕЕВ, канд. техн. наук (Юго-Осетинский ГУ им. А. А. Тибилова, Республика Южная Осетия), e-mail: avtofak.ggau@yandex.ru

Расчет устойчивости трицикла с наклоняющимся кузовом

Уточнен расчет критических скоростей начала заноса и начала опрокидывания трицикла с наклоняющимся вместе с кузовом управляемым колесом.

Ключевые слова: трицикл, устойчивость, занос, опрокидывание, наклоняющийся кузов, управляемое колесо.

The analysis of critical rates of skid start and tilting start of a tricycle with a tilting steerable wheel together with a car body is specified.

Keywords: tricycle, stability, skid, tilting, bending car body, steerable wheel.

Первые публикации по теоретическому исследованию устойчивости трициклов с наклоняющимся кузовом появились сравнительно недавно [1—7] и вызвали большой интерес.

Конструкция трицикла с наклоняющимся кузовом вместе с передним управляемым колесом обеспечивает максимальную его устойчивость, т. е. исключает опрокидывание при повороте на высокой скорости.

Кроме того, она повышает безопасность движения по косогорам, что особенно важно при эксплуатации в горной местности. Поэтому были раз-

Ve0715.fm Page 31 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

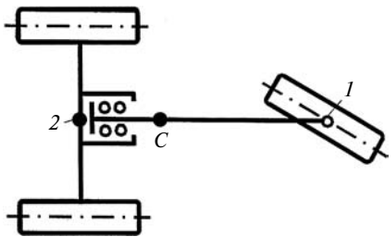


Рис. 1. Схема трицикла с передним управляемым колесом и наклоняющимся кузовом:
1 и *2* — передняя и задняя оси вращения колес; *C* — центр масс трицикла

работаны колесные тракторы с наклоняющимся остовом для работы на склонах.

Для определения оптимальных параметров спортивных (высокоскоростных) и сельскохозяйственных (тихоходных) трициклов необходим расчет на их устойчивость с учетом всех возможных условий движения.

Рассмотрим устойчивость трицикла с передним управляемым колесом и наклоняющимся в сторону поворота кузовом (рис. 1).

При боковом уводе центр поворота переместится из точки O (рис. 2) в точку O' и расстояние от центра поворота до продольной оси трицикла составит:

$$R = L/[\mathrm{tg}(\theta - \delta_1) + \mathrm{tg}\delta_2], \qquad (1)$$

где L — база трицикла; θ — угол поворота управляемого колеса; δ_1, δ_2 — углы бокового увода переднего и задних колес.

При равномерном движении трицикла по дуге постоянного радиуса центробежная сила инерции составит:

$$F = m\omega^2\rho.$$

Здесь m — масса трицикла; $\omega = v/R$ — угловая скорость на повороте (v — скорость движения трицикла); $\rho = (R - d)/\cos\gamma$ — радиус вращения центра масс, где γ — угол между радиусами R и ρ в плане.

Тогда центробежная сила инерции, действующая на трицикл с наклоняющимся в сторону поворота кузовом, составит:

$$F = mv^2(R - d)/R^2\cos\gamma,$$

где угол γ определяется из выражений

$$\mathrm{tg}\gamma = (b - R\mathrm{tg}\delta_2)/(R - d)$$

$$\text{или } \mathrm{tg}\gamma = (R\mathrm{tg}\delta_2 - b)/(R - d).$$

Поперечная и продольная составляющие центробежной силы F инерции составят:

$$F_y = F\cos\gamma = mv^2 - (R - d)/R^2;$$

$$F_x = F\sin\gamma = mv^2(R - d)\mathrm{tg}\gamma/R^2 = F_y\mathrm{tg}\gamma. \qquad (2)$$

Условие устойчивости трицикла от заноса

$$F_y \le (Y_1\cos\theta + Y_2) = \varphi_y(Z_1\cos\theta + Z_2), \qquad (3)$$

где Y_1, Y_2 и Z_1, Z_2 — боковые и нормальные реакции дороги, действующие на переднее (индекс 1) и задние (индекс 2) колеса трицикла; φ_y — коэффи-

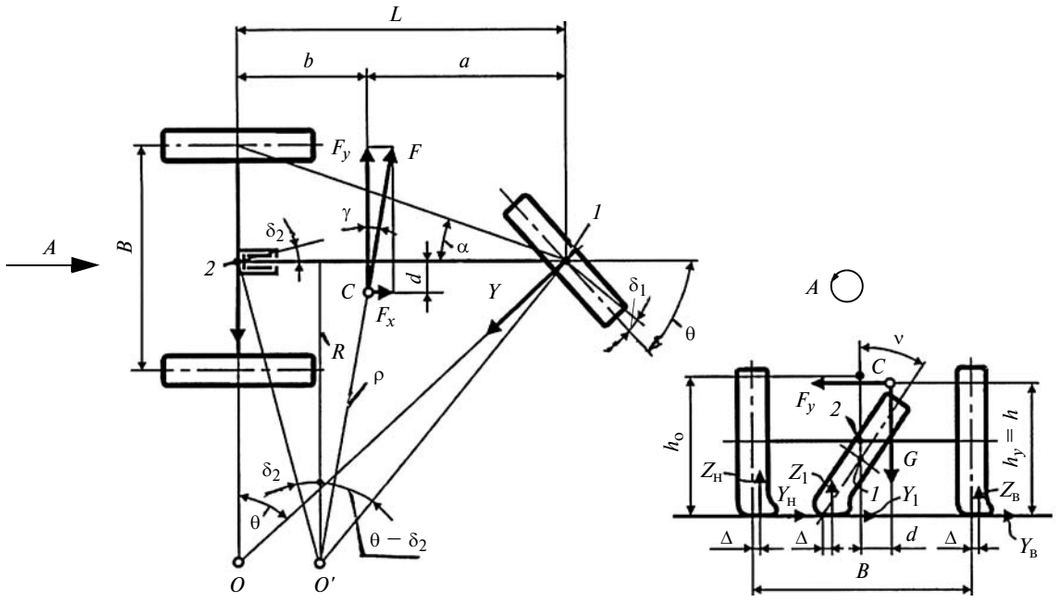


Рис. 2. Схема поворота трицикла с наклоняющимся кузовом

Ve0715.fm Page 32 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

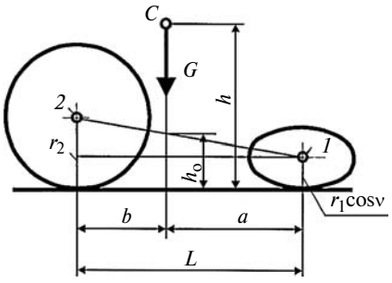


Рис. 3. Схема расположения оси поворота кузова — высоты h_o и силы F инерции — высоты h

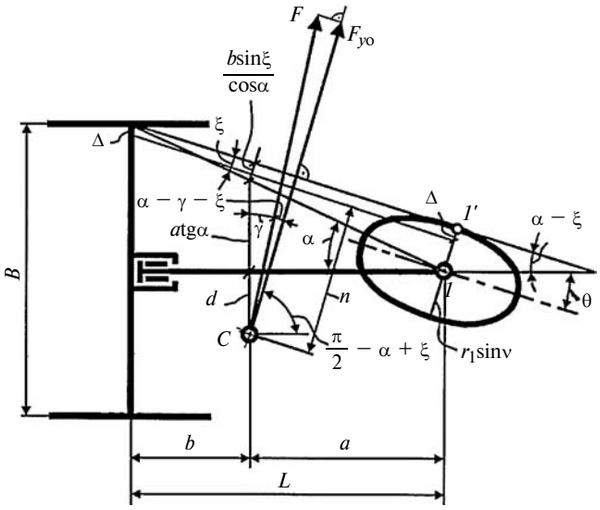


Рис. 4. Схема к определению плеча n приложения силы тяжести

циент поперечного сцепления шин с опорной поверхностью.

Так как при высоких скоростях движения трицикла угол θ мал и, следовательно, $\cos\theta \approx 1$, то выражение (3) будет иметь вид:

$$F_y \le \varphi_y G, \tag{4}$$

где $G = Z_1 + Z_2 = mg$ — вес трицикла (g — ускорение свободного падения).

Подставив в выражение (4) значения нормальных реакций и поперечной составляющей силы инерции (2), найдем критическую скорость, превышение которой приведет к заносу трицикла на повороте:

$$v_з = R\sqrt{\varphi_y g/(R-d)}\,. \tag{5}$$

На повороте возможно опрокидывание трицикла относительно оси, проходящей через центры пятен контакта переднего и заднего дальнего от центра поворота колес. Плечо n приложения силы тяжести G относительно оси опрокидывания будет изменяться с изменением положения самой оси опрокидывания и угла ν наклона кузова трицикла в сторону поворота (рис. 3 и 4).

Минимальное плечо $n_{\min} = a\sin\alpha$ силы тяжести G относительно оси опрокидывания получим при отсутствии поперечной деформации Δ шин и наклона кузова в сторону центра поворота. При наклоне кузова в сторону поворота (см. рис. 4) центр пятна контакта переднего колеса переместится из точки *1* в точку *1′* на величину $\approx r_1\sin\nu$, где r_1 — радиус качения переднего колеса, а центр масс C переместится относительно продольной оси трицикла в сторону поворота на расстояние d.

Наклон кузова к центру поворота оправдан, только если центр масс C расположен выше оси наклона, т. е. при $h > h_o$, где h и h_o — высоты расположения центра масс и оси поворота кузова (см. рис. 3). Только в этом случае при наклоне кузова на угол ν центр масс переместится в сторону центра поворота на расстояние (см. рис. 2 и 4).

$$d = (h - h_o)\sin\nu, \tag{6}$$

что обеспечит большую устойчивость трицикла от опрокидывания.

Очевидно, что ось поворота кузова должна проходить через точки *1* и *2*, находящиеся на осях вращения колес (см. рис. 2). Тогда при одинаковых радиусах r качения передних и задних колес имеем $h_o = r$. Если же радиусы качения переднего (r_1) и задних (r_2) колес разные, то h_o определяется выражениями (см. рис. 4):

$$h_o = r_1 + (r_2 - r_1)a/L \text{ при } r_1 < r_2;$$

$$h_o = r_2 + (r_1 - r_2)b/L \text{ при } r_1 > r_2.$$

При повороте с наклоном кузова на угол ν к центру поворота высота h_o уменьшится (см. рис. 3) согласно выражениям:

$$h_o = r_1\cos\nu + (r_2 - r_1\cos\nu)a/L \text{ при } r_1 < r_2;$$

$$h_o = r_2 + (r_1\cos\nu - r_2)b/L \text{ при } r_1 > r_2.$$

Как правило, $r_1 \le r_2$, и выражение (6) для определения перемещения центра масс от продольной оси трицикла в сторону его поворота будет иметь вид:

$$d = [h - (ar_2 + br_1\cos\nu)/L]\sin\nu. \tag{7}$$

Тогда плечо n приложения силы тяжести с учетом указанных перемещений d, поперечной деформации Δ шин (см. рис. 4) и некоторых упрощений определяет выражение

$$n = (d + a\,\mathrm{tg}\alpha - \Delta)\cos(\alpha - \xi) + b\sin\xi/\cos\alpha. \tag{8}$$

Ve0715.fm Page 33 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

Здесь угол α находим из выражения (см. рис. 2) $\mathrm{tg}\alpha = B/2L$, где B, L — колея и база трицикла, а угол ξ, соответствующий перемещению центра пятна контакта из точки *1* в точку *1'* (см. рис. 4), по формуле

$$\xi = r_1 \sin\nu / \sqrt{(B/2)^2 + L^2} = r_1 \sin\nu \cos\alpha / L. \qquad (9)$$

Поперечная составляющая центробежной силы инерции трицикла относительно оси опрокидывания определяется как (см. рис. 4)

$$F_{y\text{о}} = F\cos(\alpha - \gamma - \xi) = \\ = mv^2(R - d)\cos(\alpha - \gamma - \xi)/R^2\cos\gamma.$$

Если радиусы качения переднего (r_1) и задних (r_2) колес разные, причем $r_1 < r_2$, то плечо приложения поперечной составляющей центробежной силы инерции

$$h_y = h_\text{о} + (h - h_\text{о})\cos\nu = \\ = h\cos\nu + (ar_2 + br_1\cos\nu)(1 - \cos\nu)/L. \qquad (10)$$

Условие устойчивости против опрокидывания будет иметь вид:

$$F_{y\text{о}} h_y \le Gn,$$

откуда критическая скорость, при превышении которой начнется опрокидывание трицикла на повороте, с учетом принятых ранее допущений составит:

$$v_\text{о} = R\sqrt{\frac{ng\cos\gamma}{h_y(R-d)\cos(\alpha-\gamma-\xi)}}. \qquad (11)$$

В формулу (8) входит параметр R, который, согласно формуле (1), зависит от углов ввода δ_1 и δ_2:

$$\delta_1 = \frac{mb}{k_1 L}\left(\frac{v^2}{R} + \psi g \sin\theta\right); \qquad (12)$$

$$\delta_2 = \frac{mv^2 a}{k_2 L R}. \qquad (13)$$

Трициклы с наклоняющимся кузовом — наиболее скоростные из всех типов трициклов, и, как показали расчеты, они могут проходить виражи с максимальными скоростями и более устойчивы при прямолинейном движении по косогору.

Рассмотрено движение трицикла с наклоняющимся кузовом на плоской дороге, не имеющей поперечного наклона, и получены формулы для определения критических скоростей при заносе и опрокидывании, что является частным случаем движения трицикла.

Решим эту же задачу в общем виде, для чего рассмотрим силы, действующие на трицикл с наклоняющимся кузовом в повороте на вираже (рис. 5).

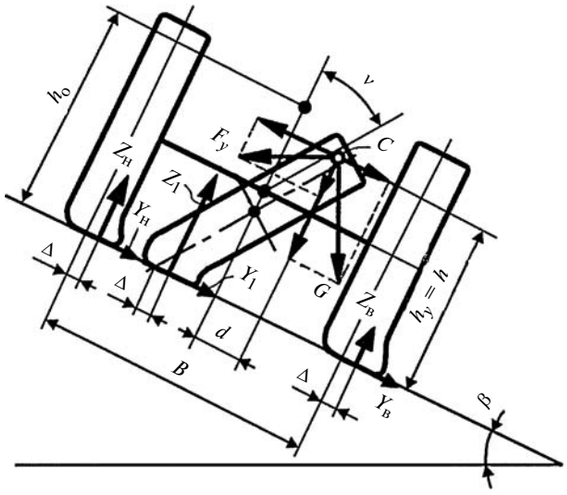


Рис. 5. Схема сил, действующих на трицикл с наклоняющимся кузовом на вираже

Спроектировав на плоскость дороги действующие на трицикл во время поворота на вираже силы, получим условие недопущения бокового скольжения (заноса):

$$F_y\cos\beta \le G\sin\beta + \Sigma Y, \qquad (14)$$

где β — угол поперечного уклона дороги на вираже; $\Sigma Y = Y_1 + Y_\text{н} + Y_\text{в}$ — сумма поперечных (боковых) реакций дороги, действующих на колеса трицикла (индексы "н" и "в" означают наружное и внутреннее колеса при повороте).

Подставив в формулу (11) вместо поперечной составляющей F_y центробежной силы инерции формулу (2) и заменив ΣY ее составляющими, найдем критическую скорость $v_\text{з}$ движения при повороте на вираже, после достижения которой начнется боковое скольжение (занос) трицикла:

$$v_\text{з} = R\sqrt{g(\varphi_y + \mathrm{tg}\beta)/(R-d)}. \qquad (15)$$

Составим условие неопрокидывания относительно оси, проходящей через центры пятен контакта наружного и центрального (переднего в рассматриваемом случае) колес трицикла (ось опрокидывания):

$$h_y F_{y\text{о}}\cos\beta \le nF_{y\text{о}}\sin\beta + nG\cos\beta + h_y G\sin\beta. \qquad (16)$$

Подставив в неравенство (16) значения составляющих, получим выражение для критической скорости $v_\text{о}$ движения в повороте на вираже, после достижения которой начнется опрокидывание трицикла с наклоняющимся кузовом:

$$v_\text{о} = R\sqrt{\frac{g(h_y\sin\beta + n\cos\beta)\cos\gamma}{(h_y\cos\beta - n\sin\beta)(R-d)\cos(\alpha-\gamma-\xi)}}. \qquad (17)$$

Если в формулах (15) и (17) принять $\beta = 0$, то получим выражения для критических скоростей начала заноса [см. формулу (5)] и опрокидывания [см. формулу (11)] трицикла с наклоняющимся кузовом при движении на плоскости. При $\beta = 0$ и $\nu = 0$ получим выражения для критических скоростей обычного трицикла с передним управляемым колесом.

Для трициклов с передним управляемым колесом получено:

$$B = 2hL/a, \tag{18}$$

где B и L — колея и база трицикла; a и h — расстояние от оси переднего колеса и высота расположения центра масс трицикла. При этом

$$a_{\max} = L - \varphi h, \tag{19}$$

где φh — минимальное расстояние от центра масс до задней оси, обеспечивающее устойчивость трицикла от продольного опрокидывания при разгоне; φ — коэффициент сцепления шин с дорогой.

Руководствуясь выражениями (15), (17)—(19), можно создать трицикл с максимальной устойчивостью, заложив в конструкцию при проектировании параметры, обеспечивающие недостаточную поворачиваемость при частичной нагрузке и нейтральную поворачиваемость при полной нагрузке, с соблюдением приведенных рекомендаций по выбору базы L, колеи B и координат a, b, h центра масс машины с целью предотвращения опрокидывания до заноса трицикла.

Покажем на примере, как изменится устойчивость трицикла благодаря возможности наклона кузова при следующих исходных данных: $m = 284{,}5$ кг; $L = 1{,}9$ М; $B = 1$ м; $a = 1{,}24$ м; $b = 0{,}66$ м; $h = 0{,}63$ м; $r = r_1 = r_2 = 0{,}3$ м; $\theta = 0{,}2391$ рад $= 13{,}7°$; $k_1 = k_2 = 5000$ Н/рад; $\Delta = 0{,}003$ м; $\beta = 0$; $\psi = 0{,}015$.

Для движения по плоскости ($\beta = 0$) формула (17) будет соответствовать выражению (11).

Если нет наклона ($\nu = 0$), то формулу (11) запишем как

$$\upsilon_o = \sqrt{gRh/h}\,. \tag{20}$$

Выполним промежуточные вычисления: $\mathrm{tg}\alpha = B/2L = 0{,}2632$; $\alpha = 0{,}2573$ рад $= 14{,}74°$. По формуле (9) находим: $\xi = 0{,}10797$ рад $= 6{,}19°$.

Воспользовавшись рекомендациями работ [6, 7], найдем:

$$R = L/\mathrm{tg}\theta = 1{,}9/0{,}2438 = 7{,}8 \text{ м}.$$

Если трицикл не наклонен, то плечо приложения силы тяжести $n = a\sin\alpha = 1{,}24 \cdot 0{,}2545 = 0{,}3156$ м.

Критическую скорость, после достижения которой начнется опрокидывание, при условии $\delta_1 = \delta_2$ найдем по формуле (20): $\upsilon_o = 22{,}3$ км/ч. Однако $\delta_1 \neq \delta_2$. Определим углы δ_1 и δ_2 по формулам (9) и (10): $\delta_1 = 0{,}09778$ рад $= 5{,}6°$; $\delta_2 = 0{,}0912$ рад $= 5{,}2°$.

Следовательно, расстояние от центра поворота до продольной оси наклоненного трицикла определяет формула (1): $R = 8{,}13$ м. Тогда согласно выражению (20) скорость начала опрокидывания $\upsilon_o = 6{,}32$ м/с $= 22{,}7$ км/ч.

При наклоне трицикла на угол $\nu = 45° = 0{,}7854$ рад в сторону поворота получим промежуточные параметры:

по формуле (7) — $d = 0{,}1303$ м;

по формуле (8) — $n = 0{,}5173$ м;

по формуле (10) — $h_y = 0{,}5224$ м; ($\mathrm{tg}\gamma = (R\mathrm{tg}\delta_2 - b)/(R - d) = 0{,}0105$; $\gamma = 0{,}0105$ рад $= 0{,}6°$.

Тогда согласно формуле (11) критическая скорость υ_o движения трицикла без опрокидывания возрастет до 9,0019 м/с = 32,4 км/ч.

Таким образом, трицикл с наклоняющимся кузовом может проходить повороты с радиусом $R \geq 8{,}13$ м со скоростью 32,4 км/ч, что больше, чем у трицикла с ненаклоняющимся кузовом — 22,7 км/ч.

Углом γ в расчетных формулах (11) и (17) из-за его малости можно пренебречь, так как $\cos\gamma \approx 1$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мамити Г. И., Льянов М. С.** Устойчивость трициклов с наклоняющимся кузовом // Автомобильная промышленность. 2008. № 12. С. 22—24.

2. **Расчет** критических скоростей трициклов / Г. И. Мамити, А. Е. Гагкуев, С. Х. Плиев, В. Б. Тедеев // Автомобильная промышленность. 2010. № 7. С. 33—35.

3. **Мамити Г. И., Плиев С. Х., Тедеев В. Б.** Устойчивость трицикла в повороте с учетом крена кузова // Вестник машиностроения. 2011. № 6. С. 85—87.

4. **Мамити Г. И., Плиев С. Х.** Устойчивость трицикла с наклоняющимся кузовом // Вестник машиностроения. 2012. № 6. С. 85—88.

5. **Мамити Г. П., Плиев С. Х., Тедеев В. Б.** Устойчивость трицикла // Вестник машиностроения. 2012. № 12. С. 38—40.

6. **Мамити Г. И.** Теория движения двухосной колесной машины. Управляемость и устойчивость: учебник для вузов. Владикавказ: Горский госагроуниверситет, 2012. 168 с.

7. **Мамити Г. П., Плиев С. Х.** Устойчивость колесного трактора и автомобиля: Монография. Владикавказ: ООО НПКП "Мавр", 2013. 152 с.

Ve0715.fm Page 35 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 628.517

А. Н. ЧУКАРИН, д-р техн. наук (Ростовский государственный университет путей сообщения),
А. П. СЫЧЕВ, канд. физ.-мат. наук (Южный научный центр РАН, г. Ростов-на-Дону),
С. Ф. ПОДУСТ, канд. техн. наук (ООО "Производственная компания "Новочеркасский электровозостроительный завод"), e-mail: alekc_sap@mail.ru

Исследования эффективных коэффициентов потерь энергии колебаний в стержневых конструкциях[1]

Исследованы вибрации стержневых конструкций, экспериментально установлены коэффициенты потерь в швеллерах и двутавровых профилях, получены регрессионные зависимости, позволяющие на этапе проектирования теоретически определять спектры вибраций в проектируемых конструкциях.

Ключевые слова: вибрация, колебательная энергия, энергетический метод, коэффициент потерь, регрессионная зависимость.

The vibrations of frame structures are investigated. The loss coefficients in channel and I-type sections are determined experimentally. The regression dependencies, allowing theoretical determination of vibration spectrum in structures on the stage of their design, are obtained.

Keywords: vibration, vibrational energy, energy method, loss coefficient, regression dependence.

Задачи по снижению вибраций технологического оборудования целесообразно решать на этапе его проектирования, так как пути снижения вибраций и уровня шума, возникающих при его эксплуатации, в изготовленных технических устройствах весьма ограничены. Расчет вибраций пластинчато-стержневых конструкций, к которым относятся кабины и кузова транспортных машин, рамы электровозов, тепловозов, кранов и т. п., традиционно выполняют методами энергетического баланса.

Уравнения энергетического баланса для каждого элемента составляют из условий равенства колебательной энергии, поступающей в данный элемент от установленных на нем источников и других связанных с ним элементов конструкции и колебательной энергии, теряемой в результате поглощения и передачи в другие элементы. Система уравнений энергетического баланса имеет вид:

$$W_n + \sum_{i=1}^{p} \alpha_{in} L_{in} q_i - \sum_{i=1}^{p} \alpha_{in} L_{in} q_n - \delta_n S_n q_n = 0, \quad (1)$$

где q_n — поток энергии в n-м элементе (для изгибных волн $q_n = 2c_{\text{и.пл}}\omega_{\text{пл}}$); W_n — колебательная энергия, поступающая в n-ю пластину; $\alpha_{in} = \langle t_{in} \rangle / \pi$ — коэффициент передачи энергии из i-го элемента в n-й элемент [2]; $\langle t_{in} \rangle_\varphi$ — коэффициент прохождения энергии из i-го элемента в n-й элемент; $\delta_n = \eta_n \omega / (2c_{\text{и.пл}})$ — коэффициент поглощения энергии в n-м элементе [2] (η_n — коэффициент потерь в n-м элементе); $L_{in} = L_{ni}$ — протяженность линии соединения i-го и n-го элементов.

В выражении (1) второе слагаемое определяет количество энергии, поступившей в n-й элемент из остальных элементов, третье — количество энергии, отдаваемой n-м элементом в остальные элементы, четвертый член — количество энергии, поглощаемой в n-м элементе.

Для элементов, не взаимодействующих непосредственно с n-м элементом, $\alpha_{in} = \alpha_{ni} = 0$, при этом $\alpha_{ii} = 0$.

Так как несущие конструкции кабины и кузова изготовляют из листовой стали, а рамы — из проката (швеллеры и двутавровые профили), для стальных конструкций получены выражения:

$$\delta = 4{,}3 \cdot 10^{-4} \eta \sqrt{f/h};$$

$$q_i = 1{,}4 \cdot 10^5 \sqrt{fh}\, m_0 v^2,$$

где f — частота колебаний соответствующего элемента; h — толщина элемента; η — коэффициент потерь колебательной энергии; v — скорость колебаний элемента; m_0 — распределенная масса элемента, кг/м^2.

В данном случае число неизвестных равно числу уравнений, поэтому получим единственное решение. Точность расчета скорости колебаний в основном зависит от точности коэффициентов потерь колебательной энергии, теоретическое определение которой вызывает значительные трудности.

Несущие элементы ряда технических устройств являются пластинчато-стержневыми конструкциями, например рамы электровозов, кузова путевых, дорожно-строительных и транспортных машин. Такие рамные конструкции, как подвижные составы, дрезины, краны, состоят из двутавровых балок и швеллеров. При движении в данных конструкциях возникают вибрации, которые негативно влияют на все элементы технического устройства. Поэтому увеличение коэффициентов потерь колебательной энергии в рассматриваемых конструкциях остается актуальной задачей.

[1] Грант Российского научного фонда № 14-29-00116.

Ve0715.fm Page 36 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

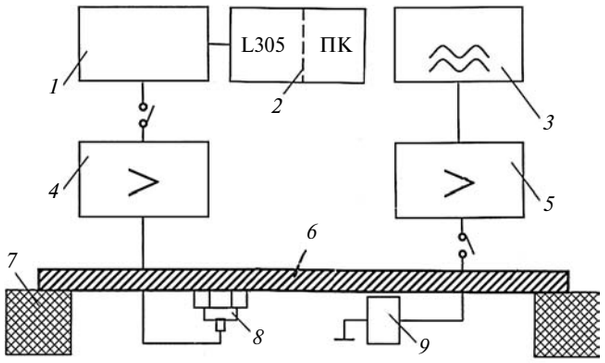


Рис. 1. Схема установки для определения коэффициента потерь энергии колебаний в исследуемом элементе:
1 — анализатор; *2* — вычислительный комплекс; *3* — генератор; *4* и *5* — усилители; *6* — исследуемый элемент; *7* — виброизолирующие стойки; *8* — вибродатчик; *9* — возбудитель колебаний

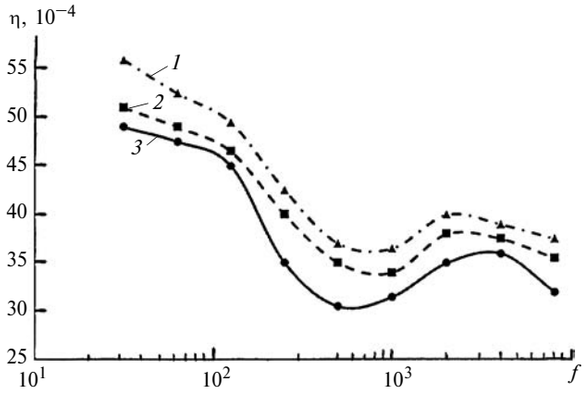


Рис. 2. Зависимости коэффициента η потерь энергии колебаний в швеллерах при толщине *h* = 6 (*1*); 12 (*2*); 14 мм (*3*) от частоты *f* колебаний

Для принятия оптимальных инженерных решений уже на этапе проектирования машины необходимо определять виброакустические характеристики пластинчато-стержневых конструкций и выполнять точный расчет параметров возможных вибраций.

Существует множество методов и средств вибропоглощения. В работах [1—3] рассмотрены методы оптимизации толщин слоев вибропоглощающих мастик при создании пластин с заданными вибропоглощающими свойствами.

Для получения достоверных зависимостей коэффициента потерь энергии колебаний в разных несущих элементах (балках, стержнях разной конфигурации) от частот колебаний проведены экспериментальные исследования на установке, схема которой приведена на рис. 1. Аппаратный элемент данной установки состоит из двух частей: первая предназначена для возбуждения сигнала в исследуемом элементе, вторая — для снятия и обработки сигналов виброакустической эмиссии (ВАЭ).

Возбуждение сигнала происходит следующим образом. С генератора *3* звуковой частоты синусоидальный сигнал подается на усилитель *5* мощности и далее на электромагнит *9*, который возбуждает колебания в исследуемом элементе. Частоты собственных колебаний контролирует анализатор *1*, работающий как осциллограф. Для снижения влияний внешних вибраций исследуемый элемент устанавливают на виброизолирующие стойки *7*. Использование синусоидальных колебаний обусловлено применяемыми в данном исследовании методами.

Снятие сигнала осуществляется вибродатчиком *8*, а оцифровка и регистрация — вычислительным комплексом на базе IBMPC с использованием платы АЦП L305.

Для регистрации ВАЭ использовали пьезоакселерометр ДН-4-М1.

Для усиления сигнала и согласования вибродатчика *8* с АЦП применяли четырехканальный виброусилитель *4*. Сигнал, поступающий с датчиков ВАЭ, кроме предварительного усиления, подвергается фильтрации.

Сигнал, прошедший обработку, преобразуется в частотную область с использованием алгоритмов быстрого преобразования Фурье. Данная обработка сигнала может осуществляться с помощью прикладных математических пакетов (например, Mathcad) или с помощью оригинального пакета прикладных программ.

Коэффициенты потерь определяем по формуле

$$\eta = \frac{1}{\pi k} \ln \frac{A_1}{A_n},$$

где k — число амплитуд колебаний на измерительном расстоянии; A_1 и A_n — амплитуды первого и последнего колебаний на измерительном расстоянии.

Экспериментальные исследования элементов в виде швеллеров и двутавровых балок показали, что коэффициент потерь колебательной энергии зависит от толщины металла и практически не зависит от их конфигурации. В частности, для швеллеров и двутаврового профиля разница в значениях коэффициентов потерь не превышает 12÷17 %, что практически не оказывает влияния на точность расчета вибраций и, следовательно, на структурный шум.

На рис. 2 приведены зависимости коэффициента η потерь энергии колебаний для швеллеров и двутавровых профилей при толщине h = 6; 12 и 14 мм от частоты f колебаний. Экспериментальные исследования показали, что у швеллеров и двутавровых профилей с одинаковой толщиной стенки коэффициенты потерь колебательной энергии отличаются не более чем на 6÷8 %, что практически

Ve0715.fm Page 37 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

не влияет на точность расчетов уровней шума и вибраций.

По экспериментальным данным получены эмпирические зависимости коэффициента потерь колебательной энергии от толщины элемента и частоты колебаний, которые имеют по одному минимуму и одному максимуму.

Если к данным зависимостям применять регрессии типа алгебраического полинома, то потребуется полином не менее чем третьего порядка. Однако возможности вычислительной техники и допустимая погрешность позволяют принять полином шестого порядка:

$$\hat{y} = b_0 + b_1x + b_2x^2 + b_3x^3 + b_4x^4 + b_5x^5 + b_6x^6,$$

где b_i — искомые коэффициенты регрессии.

Отличие экспериментальных зависимостей коэффициента η и частоты f составляет 4—6 порядков. Такие условия крайне неблагоприятны для построения регрессионных зависимостей. Кроме того, среднегеометрические полосы частот представляют собой геометрическую прогрессию со знаменателем 2. Поэтому необходимо зависимости частоты f колебаний преобразовать так, чтобы при нахождении коэффициентов регрессии они отличались не более чем на порядок. Этого можно достичь, применив преобразование $x = \lg f$.

Экспериментальные (η) и расчетные ($\tilde{\eta}$) значения коэффициентов потерь для швеллеров разной толщины *h* при разных частотах *f* колебаний

h, мм	f	η	$\tilde{h}$	Δ^2
6	31,5	0,00490	0,004895	2,588E-11
	63	0,00475	0,004782	1,0092E-09
	125	0,00450	0,004422	6,1022E-09
	250	0,00350	0,003591	8,3494E-09
	500	0,00305	0,003015	1,1946E-09
	1000	0,00315	0,003114	1,2786E-09
	2000	0,00350	0,003550	2,4519E-09
	4000	0,00360	0,003577	5,3684E-10
	8000	0,00320	0,003204	1,6274E-11 ($\Sigma\Delta^2$ = 2,0965E-08)
12	31,5	0,00510	0,005102	2,66565E-12
	63	0,00490	0,004891	7,84338E-11
	125	0,00465	0,004666	2,44149E-10
	250	0,00400	0,003999	8,71461E-13
	500	0,00350	0,003464	1,31852E-09
	1000	0,00340	0,003459	3,47599E-09
	2000	0,00380	0,003756	1,97057E-09
	4000	0,00375	0,003767	2,8785E-10
	8000	0,00355	0,003547	6,89698E-12 ($\Sigma\Delta^2$ = 7,38595E-09)
14	31,5	0,00560	0,005601	1,69795E-12
	63	0,00525	0,005243	5,46306E-11
	125	0,00495	0,004965	2,1428E-10
	250	0,00425	0,004243	5,13574E-11
	500	0,00370	0,003682	3,36307E-10
	1000	0,00365	0,003686	1,32818E-09
	2000	0,00400	0,003971	8,45579E-10
	4000	0,00390	0,003911	1,3047E-10
	8000	0,00375	0,003748	3,24471E-12 ($\Sigma\Delta^2$ = 2,96575E-09)

После получения коэффициентов регрессии результат можно выразить через обратное преобразование переменных. Значения коэффициентов b_i регрессии находят методом наименьших квадратов с использованием стандартных процедур линейной алгебры.

Для определения теоретического коэффициента $\tilde{\eta}$ потерь по экспериментальным данным для швеллеров разной толщины h получены регрессионные зависимости:

при $h = 6$ мм

$$\tilde{\eta} = 0{,}395 - 0{,}998\lg f + 1{,}035(\lg f)^2 - 0{,}555(\lg f)^3 + \\ + 0{,}162(\lg f)^4 - 0{,}024(\lg f)^5 0{,}0015(\lg f)^6; \quad (2)$$

при $h = 12$ мм

$$\tilde{\eta} = 0{,}384 - 0{,}953\lg f + 0{,}973(\lg f)^2 - 0{,}515(\lg f)^3 + \\ + 0{,}149(\lg f)^4 - 0{,}022(\lg f)^5 0{,}0013(\lg f)^6; \quad (3)$$

при $h = 14$ мм

$$\tilde{\eta} = 0{,}443 - 1{,}098\lg f + 10{,}12(\lg f)^2 - 0{,}593(\lg f)^3 + \\ + 0{,}172(\lg f)^4 - 0{,}0258(\lg f)^5 0{,}0016(\lg f)^6. \quad (4)$$

Результаты расчетов по регрессионным зависимостям (2)—(4) сведены в таблицу, их анализ показал, что погрешности Δ не превышают 2,61 % и в большинстве случаев составляют 0,02÷1,5 %, а сумма квадратов отклонений $\Sigma\Delta^2 \le 2{,}09 \cdot 10^{-8}$, что указывает на их высокую точность. Следовательно, их можно применять на этапе проектирования конструкции для определения скорости колебаний на собственных частотах для каждого элемента и обоснованного выбора вибропоглощающих материалов для снижения вибраций в конструкции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Снижение** шума и вибрации транспортных средств / В. П. Сергиенко, С. Н. Бухаров, И. В. Колесников и др.; под общ. ред. В. И. Колесникова. М.: Машиностроение, 2014. 297 с.
2. **Подуст С. Ф., Чукарин А. Н., Богуславский И. В.** Основы виброакустических расчетов отечественных электровозов. Ростов-на-Дону. Изд-й центр ДГТУ, 2013. 160 с.
3. **Никифоров А. С.** Акустическое проектирование судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1990. 200 с.

Ve0715.fm Page 38 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 621.048

М. А. ТАМАРКИН, д-р техн. наук, Э. Э. ТИЩЕНКО, И. Л. ВЯЛИКОВ, кандидаты технических наук
(Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: tehn_rostov@mail.m

Теоретические основы повышения эффективности виброабразивной обработки при наложении ультразвукового поля

Рассматривается способ повышения эффективности виброабразивной обработки с помощью ультразвука. Определены скорость кавитационно-абразивного разрушения поверхностно слоя и параметр *Ra* шероховатости обработанной поверхности.

Ключевые слова: вибрационная обработка, ультразвук, виброабразивная обработка, скорость съема металла, параметр шероховатости поверхности, кавитационное разрушение.

The way of effectiveness improvement of vibroabrasive machining using ultrasound is considered. The rate of cavitation abrasive damage of surface layer and *Ra* roughness parameter of a treated surface are determined.

Keywords: vibration treatment, ultrasound, vibroabrasive machining, metal removal rate, surface roughness parameter, cavitation damage.

Большой интерес к вибрационной обработке (ВиО) как отделочно-упрочняющей объясняется ее большими технологическими возможностями и технико-экономическими преимуществами. Совершенствование ВиО основано на комбинировании разных схем обработки и воздействии различных видов энергии (тепловой и механической, механической и химической, электрической и химической и др.), что позволяет повысить производительность обработки, улучшить качество изделий, снизить их себестоимость, так как при этом реализуются новые физико-химические эффекты [1, 2].

Одно из перспективных и малоизученных направлений совершенствования ВиО — интенсификация процесса путем наложения ультразвукового поля, привлекательность использования которого в технологиях обработки деталей объясняется его уникальными особенностями. Так, в ультразвуковом диапазоне можно получить направленное, легко фокусируемое излучение, что позволяет повысить интенсивность ультразвукового поля на локальном участке. Особенности распространения ультразвука в разных средах и твердых телах позволяют использовать его в различных технологиях. Виброабразивная ультразвуковая обработка (ВиАУЗО), в зависимости от режимов и характеристик рабочей среды, может применяется при изготовлении деталей на операциях шлифования, полирования, удаления заусенцев и облоя и т. п.

Особенностью ВиАУЗО является то, что на поверхности деталей одновременно воздействуют потоки абразивных гранулированных частиц, движение которых инициируется низкочастотными колебаниями стенок рабочей камеры, и ультразвуковое поле, генерируемое ультразвуковым преобразователем. Несмотря на то что при ВиАУЗО ведущим является виброабразивный процесс, обеспечивающий съем металла и формирование шероховатости поверхности, ультразвуковое поле облегчает съем металла абразивными гранулами вследствие предварительного разрушения поверхностного слоя и обеспечивает дополнительный съем металла в результате его кавитационно-абразивного (ударно-волнового) разрушения.

При ВиО основным является непосредственное воздействие абразивной гранулы на поверхность детали, мельчайшие тонкодисперсные частицы мало влияют на обработку, так как быстро удаляются небольшим количеством жидкости. При ВиАУЗО под действием ультразвукового поля тонкодисперсные частицы перемещаются хаотично со скоростью, определяемой схлопыванием кавитационных пузырьков, которые согласно экспериментальным исследованиям скапливаются на поверхности в местах с наибольшей напряженностью — вершинах и впадинах микронеровностей. В момент их схлопывания возникает ударная волна, которая сообщает частицам кинетическую энергию. В результате многократного соударения частиц с микронеровностями поверхность подвергается упругопластической деформации, повреждаемости и, как следствие, разрушению на микроуровне.

Большой вклад в разработку теоретических основ вибрационной обработки и ее применения внесли российские ученые А. П. Бабичев, П. С. Берник, Ю. В. Димов, И. Ф. Гончаревич, В. П. Кольцов, Ю. Р. Копылов, А. П. Сергиев, А. П. Субач, М. Е. Шаинский, С. Н. Шевцов и зарубежные специалисты М. Матсунага, У. Хагиуда (Япония), К. Веллингер (ФРГ), В. Брандт (США). Изучению процессов ультразвукового воздействия посвящены работы О. В. Абрамова, Б. А. Агранат, Л. Бергмана, А. П. Панова, Л. Д. Розенберга и др.

Анализ проведенных исследований позволил установить основные закономерности влияния ВиАУЗО на производительность процесса и качество обработанной поверхности, а также теоретически обосновать повышение ее эффективности при наложении ультразвука.

Энергетический подход при рассмотрении процесса, протекающего в ультразвуковом поле, как диссипативного, позволил в общем виде вывести формулу для определения скорости кавитационно-абразивного разрушения поверхности:

$$\gamma_{\text{к.р}} = \frac{V_d P_p}{\tau_0 \exp\left(\frac{\upsilon_0 - \beta\sigma}{RT}\right)}, \qquad (1)$$

где $\tau_0 \exp\left(\frac{\upsilon_0 - \beta\sigma}{RT}\right) = t_{\text{ц}}$ — цикл усталостного разрушения; V_d — объем материала, разрушаемого при кавитационно-абразивном воздействии; P_p — вероятность фактического ударно-импульсного деформирования микрообъема поверхностного слоя; τ_0 — постоянная времени, равная периоду атомных колебаний; υ_0 — энергия активации разрушения материала; β — структурно-чувствительный коэффициент; σ — эквивалентное напряжение; R — универсальная газовая постоянная; T — абсолютная температура.

Формула (1) учитывает дискретный характер кавитационно-абразивного разрушения поверхностного слоя в пространственном и временном аспектах, накопление повреждений, вероятностный характер разрушения.

Для использования формулы (1) в инженерной практике приняты допущения:

в качестве количественной характеристики металла, накапливающего повреждения, принят активированный к разрушению микрообъем, равный молярному объему, который при вероятностной оценке определяет общий съем металла с поверхности, подвергнутой кавитационно-абразивному разрушению в ультразвуковом поле;

вероятность разрушения молярного объема определяется отношением $P_p = \rho/HB$, где ρ — удельное давление в зоне контакта микрочастиц с обрабатываемой поверхностью; HB — твердость обрабатываемой поверхности.

Обоснование параметров кинетической модели кавитационно-абразивного разрушения в ультразвуковом поле с позиции энергетического подхода к процессам усталостной повреждаемости и разрушения поверхности, с учетом ВиО, позволяет представить скорость съема металла при ВиАУЗО как:

$$\gamma_0 = P_1 P_2 \omega q + K_{\text{ч}} \frac{4\sqrt[3]{V_m}\rho_m \rho R_r^2 P_k}{HB\tau_0 \exp\left(\frac{\Delta H_{Ts} - 0{,}3 V_m \rho}{RT}\right)}, \qquad (2)$$

где P_1 — вероятность события, при которой любая точка квадрата упаковки покрывается пятном контакта за один цикл воздействия массы абразивных гранул; P_2 — вероятность события, при которой взаимодействие абразивной частицы с поверхностью детали приводит к микрорезанию; ω — частота колебаний рабочей камеры, с^{-1}; q — съем металла при воздействии единичной абразивной гранулы на поверхность детали, кг; $K_{\text{ч}}$ — коэффициент интенсивности кавитационно-абразивного разрушения; P_k — вероятность того, что за один оборот массы загрузки деталь попадает в зону ультразвукового воздействия и подвергнется кавитационно-абразивному разрушению; N — число молярных объемов, одновременно подвергаемых кавитационно-абразивному разрушению на площади квадрата упаковки в зоне ультразвукового воздействия; ΔH_{Ts} — предельное искажение кристаллической решетки, равное разности энтальпий (теплосодержания) материала в твердом состоянии, при температуре плавления и при 293 К; V_m — молярный объем материала, разрушаемого при кавитационно-абразивном воздействии; R_r — радиус гранулы абразивной частицы.

Предельный съем металла при ВиАУЗО, в зависимости от технологической задачи, можно определить одной из следующих величин:

$$Q = 4R_r^2 \Delta L \rho_m,$$

где Q — объем дефектного слоя металла толщиной ΔL, удаляемого с площади квадрата упаковки;

$$W_{\text{уст}} = k_{\text{пр}} R z_{\text{исх}} 4R_r^2 \rho_m,$$

где $W_{\text{уст}}$ — масса металла с параметром $Rz_{\text{исх}}$ на площади, ограниченной квадратом упаковки, который необходимо удалить для получения установившейся шероховатости; $k_{\text{пр}}$ — коэффициент, учитывающий вид профиля исходной шероховатости;

$$W_{\text{к}} = 2R_r r^2 \rho_m,$$

где $W_{\text{к}}$ — масса металла, удаляемого с острых кромок для получения требуемого радиуса r скругления;

$$W_{\text{з}} = 2RL_0^2 \rho_m,$$

где $W_{\text{з}}$ — масса металла заусенцев, удаляемых на участке поверхности, длина которого равна диаметру ($2R$) абразивной частицы; L_0 — толщина заусенца у основания, соизмеримая с его высотой.

При проектировании технологических процессов большое значение имеет время обработки, которое при ВиАУЗО в общем виде можно определить по формуле $\tau_{\text{р}} = Q_{\text{кр}}/\gamma_0$, где $Q_{\text{кр}}$ — объем металла, который необходимо удалить с поверхности; γ_0 — скорость разрушения поверхности при обработке.

Определим время t съема металла с поверхности детали:

Ve0715.fm Page 40 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

при удалении дефектного слоя (после литья, штамповки и т. п.)

$$t_{\text{д}} = \frac{4R_r^2 \Delta L \rho_m}{P_1 P_2 \omega q + K_{\text{ч}} \dfrac{4\sqrt[3]{V_m}\rho R_r^2 P_k}{HB\tau_0 \exp\left(\dfrac{\Delta H_{Ts} - 0{,}3 V_m \rho}{RT}\right)}};$$

при удалении заусенцев

$$t_{\text{з}} = \frac{2R_r L_0^2 \rho_m}{P_1 P_2 \omega q + K_{\text{ч}} \dfrac{4\sqrt[3]{V_m}\rho R_r^2 P_k}{HB\tau_0 \exp\left(\dfrac{\Delta H_{Ts} - 0{,}3 V_m \rho}{RT}\right)}};$$

при скруглении острых кромок до определенного радиуса

$$t_{\text{к}} = \frac{2R_r r^2 \rho_m}{P_1 P_2 \omega q + K_{\text{ч}} \dfrac{4\sqrt[3]{V_m}\rho R_r^2 P_k}{HB\tau_0 \exp\left(\dfrac{\Delta H_{Ts} - 0{,}3 V_m \rho}{RT}\right)}};$$

при получении заданной установившейся шероховатости

$$t_{\text{к}} = \frac{k_{\text{пр}} R z_{\text{исх}} 4R_r^2 \rho_m}{P_1 P_2 \omega q + K_{\text{ч}} \dfrac{4\sqrt[3]{V_m}\rho R_r^2 P_k}{HB\tau_0 \exp\left(\dfrac{\Delta H_{Ts} - 0{,}3 V_m \rho}{RT}\right)}}.$$

В работе [3] для расчета среднего арифметического отклонения установившейся шероховатости (параметра *Ra*) после ВиАУЗО получена формула

$$Ra_{\text{уст}} = 0{,}09 K_{\text{уз}} \sqrt{\frac{h_{\max} L_{\text{ед}}}{z_0}},$$

где $K_{\text{уз}}$ — коэффициент ультразвукового воздействия; $h_{\max}$ — максимальная глубина внедрения частицы; $L_{\text{ед}}$ — единичная длина, на которой определялась шероховатость поверхности; z_0 — число зерен над единицей поверхности связки.

Учитывая экспоненциальный характер изменения параметров шероховатости поверхности детали при обработке свободными абразивами, зависимость их изменения в функции времени при ВиАУЗО будет иметь вид:

$$Ra = (Ra_{\text{исх}} - Ra_{\text{уст}})\exp(-K_{\text{и.уз}} t) + Ra_{\text{уст}},$$

где $Ra_{\text{исх}}$ и $Ra_{\text{уст}}$ — параметры исходной и установившейся шероховатостей; $K_{\text{и.уз}}$ — коэффициент интенсивности изменения шероховатости поверхности, зависящий от режима обработки и свойств рабочей среды; t — время съема металла.

Для изучения влияния ультразвуковых колебаний на съем металла и шероховатость поверхности детали провели экспериментальные исследования

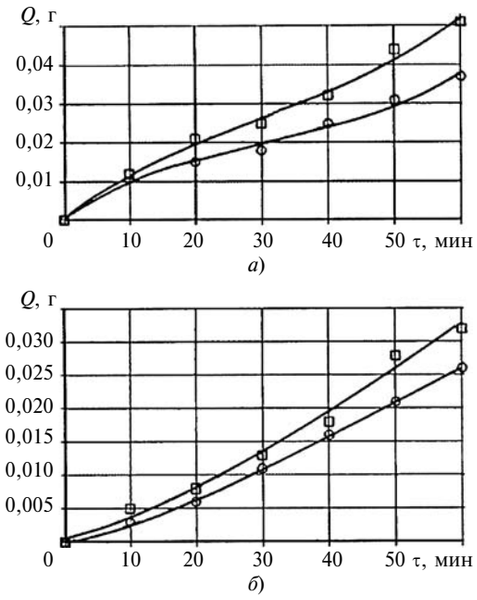


Рис. 1. Зависимости съема *Q* металла от времени τ обработки образцов из сплава Д16Т (*а*) и стали 45 (*б*) при ВиО (○) и ВиАУЗО (□)

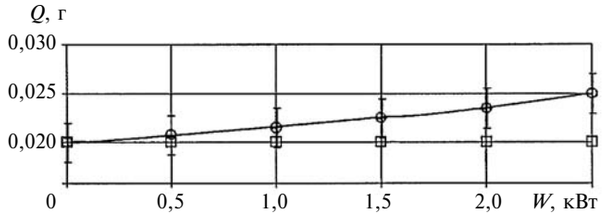


Рис. 2. Зависимости съема *Q* металла от мощности *W* ультразвукового преобразователя при ВиАУЗО (○) и ВиО (□)

ВиАУЗО плоских образцов размером 20 × 20 мм из стали 45 и алюминиевого сплава Д16Т с исходной шероховатостью 3,7 и 8 мкм соответственно. Обрабатывали по пять образцов из каждого материала. После каждых 10 мин обработки образцы тщательно промывали, сушили и взвешивали. На портативном профилометре определяли параметры шероховатости на пяти участках. Обработку производили до достижения шероховатости, параметры которой оставались неизменными при дальнейшей обработке. Общее время обработки составило 60 мин. Результаты экспериментальных исследований представлены на рис. 1, *а*, *б*.

Также исследовали влияние мощности ультразвукового поля на съем металла при ВиАУЗО (рис. 2) образцов из сплава Д16Т при мощности ультразвукового преобразователя 0,5÷2,5 кВт. Эксперименты показали, что воздействие ультразвукового поля интенсифицирует съем металла в 1,1÷1,25 раза в зависимости от условий и режимов обработки и свойств обрабатываемых материалов по сравнению с ВиО.

Полученные результаты (см. рис. 1 и 2) показали, что более интенсивный съем металла наблю-

Ve0715.fm Page 41 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

дается после 30 мин обработки. Это объясняется повышением концентрации тонкодисперсных частиц, накапливаемых в технологической жидкости и рабочей зоне ультразвукового влияния. Если, основываясь на экспериментальных результатах, принять линейной зависимость съема Q от концентрации частиц, формируемых при ВиО, то можно приближенно определить коэффициент интенсивности $K_ч \approx 1{,}2 \div 1{,}4$, входящий в расчетную модель съема.

На основании полученных данных были определены скорости v съема металла с единичной площади, соразмерной квадрату упаковки абразивных гранул, в соответствии с предложенной расчетной моделью, которая достаточно объективно учитывает факторы, влияющие на ВиАУЗО, и позволяет с точностью до 20 % прогнозировать ее производительность (табл. 1).

По результатам экспериментальных исследований шероховатости поверхности при ВиАУЗО, проведенных с включенным и отключенным цилиндрическим магнитострикционным преобразователем (рис. 3, *а*, *б*), установлено:

на поверхности обрабатываемой детали образуется развитой субмикрорельеф как следствие активного кавитационно-абразивного разрушения в ультразвуковом поле;

время ВиАУЗО до получения установившихся параметров шероховатости поверхности в 1,2 раза меньше времени ВиО;

Таблица 1

Расчетные и экспериментальные скорости съема металла с образцов из стали 45 (в числителе) и сплава Д16Т (в знаменателе) при ВиАУЗО

Время обработки τ, мин	Съем металла Q, г	Скорость съема металла, г/с			
		v	$v_{ср.э}$	$v_р$	Погрешность Δ, %
20	$\frac{1{,}1 \cdot 10^{-3}}{2{,}0 \cdot 10^{-2}}$	$\frac{9{,}1 \cdot 10^{-7}}{1{,}6 \cdot 10^{-6}}$			
40	$\frac{2{,}2 \cdot 10^{-3}}{3{,}1 \cdot 10^{-2}}$	$\frac{9{,}1 \cdot 10^{-7}}{1{,}4 \cdot 10^{-6}}$	$\frac{9{,}2 \cdot 10^{-7}}{1{,}46 \cdot 10^{-6}}$	$\frac{7{,}71 \cdot 10^{-7}}{1{,}24 \cdot 10^{-6}}$	$\frac{16{,}20}{15{,}64}$
60	$\frac{3{,}44 \cdot 10^{-3}}{5{,}1 \cdot 10^{-2}}$	$\frac{9{,}4 \cdot 10^{-7}}{1{,}4 \cdot 10^{-6}}$			

Таблица 2

Расчетные и экспериментальные значения параметра *Ra*, мкм, шероховатости поверхности образцов из сплава Д16Т (в числителе) и стали 45 (в знаменателе) при ВиАУЗО

Время обработки τ, мин	Эксперимент	Расчет	Погрешность Δ, %
10	6,3/3,25	5,45/2,76	13,5/15,2
30	4,0/2,23	3,41/1,91	14,7/14,1
60	3,1/1,98	2,64/1,72	14,85/13,11

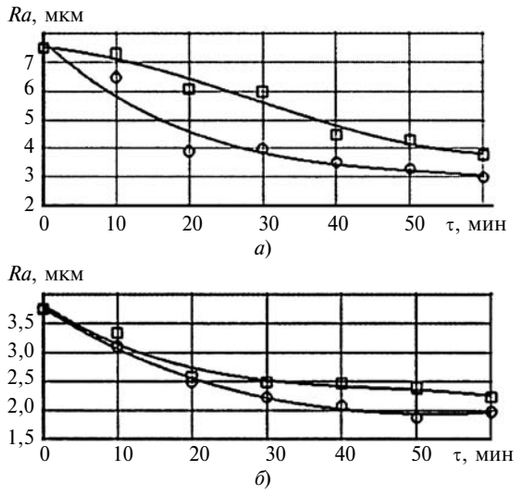


Рис. 3. Зависимости параметра *Ra* от времени τ обработки образцов из сплава Д16Т (*а*) и стали 45 (*б*) при ВиО (□) и ВиАУЗО (○)

опорная кривая профиля шероховатости на начальном этапе при ВиАУЗО располагается выше, чем при ВиО;

высотные параметры установившейся шероховатости поверхности при ВиАУЗО в 0,9 раза больше, чем при ВиО, что позволяет при расчете принять коэффициент $K_{уз} = 0{,}9$;

за одинаковое время обработки съем металла при ВиАУЗО по сравнению с ВиО увеличивается на 10÷20 %, а шероховатость обработанной поверхности уменьшается на 10 %, что указывает на преобладание кавитационно-абразивного разрушения вершин микронеровностей.

Экспериментальные и расчетные параметры *Ra*, определенные по предложенной аналитической зависимости, приведены в табл. 2.

Таким образом, установлено, что производительность ВиАУЗО на 20÷25 % выше производительности ВиО, при этом качество поверхности улучшается. Предложенные теоретические зависимости можно использовать для расчета оптимальных режимов ВиАУЗО, позволяющих повысить эффективность обработки, особенно деталей из труднообрабатываемых материалов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бабичев А. П., Мотренко П. Д., Прокопец Г. А.** Применение вибрационных технологий на операциях отделочно-зачистной обработки деталей (очистка, мойка, удаление облоя и заусенцев, обработка кромок): Монография. Ростов н/Д: ДГТУ, 2010. 289 с.

2. **Димов Ю. В.** Управление качеством поверхностного слоя детали при обработке абразивными гранулами: дис. ... д-ра техн. наук. Иркутск: ИрГТУ, 1987. 543 с.

3. **Тамаркин М. А.** Теоретические основы оптимизации процессов обработки деталей свободными абразивами: дис. ... д-ра техн. наук. Ростов н/Д.: ДГТУ, 1995. 299 с.

Ve0715.fm Page 42 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 62-567.5

Г. С. АВЕРЬЯНОВ, д-р техн. наук, В. Н. БЕЛЬКОВ, канд. техн. наук, Ю. А. БУРЬЯН, д-р техн. наук,
А. Б. КОРЧАГИН, канд. техн. наук, В. С. БАЛАШОВ (Омский ГТУ), e-mail: omankor@mail.ru

Решение задачи вибрационной защиты насосных станций систем водоснабжения

На основании результатов имитационного моделирования рассмотрены различные варианты установки насосного агрегата и задвижек на упругодемпфирующих пневматических элементах с целью виброзащиты насосных агрегатов и трубопроводов.

Ключевые слова: насосная станция, упругодемпфирующий пневматический элемент, насосный агрегат, трубопровод, задвижка, возмущающая сила, амплитуда колебаний, критическая частота.

On the base of results of sumilation modeling, the different options of pump unit and shutters installation on elastic-damping pneumatic elements for the purpose of vibration protection of pump units and pipelines are considered.

Keywords: pumping station, elastic-damping pneumatic element, pump unit, pipeline, shutter, exciting force, amplitude of vibration, critical frequency.

При реализации вибрационной защиты насосных агрегатов и трубопроводов типовой схемы (рис. 1) выбор упругодемпфирующих пневматических элементов (УПЭ) основывается на моделировании динамики системы [1—10] по данным, полученным измерениями на работающих агрегатах.

Для приближенного расчета амплитуд возмущающих сил использовали полученные при имитационном моделировании уравнения:

$$\left.\begin{aligned} F_1 &= W_{11}(p)x_1 + W_{12}(p)x_2; \\ F_2 &= W_{21}(p)x_1 + W_{22}(p)x_2. \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

В уравнениях (1) x_1 и x_2 — амплитуды;

$$W_{11}(p) = m_1p^2 + b_1p + c_1;$$

$$W_{22}(p) = m_2p^2 + b_2p + c_2;$$

$$W_{12}(p) = W_{21}(p) = -c_{12} = -\frac{f_{12}}{f_3}.$$

Здесь b_1 и b_2 — коэффициенты сопротивления; m_1 — масса задвижки и фундамента; m_2 — масса половины пролета трубопровода, соединяющего агрегат и задвижку; $c_1 = c_{1п} - c_{1т}$; $c_2 = c_{2п} - c_{2т}$; $c_{1т} = f_{22}/f_3$, $c_{2т} = f_{11}/f_3$); $f_3 = f_{11}f_{22} - f_{12}^2$, где $c_{1п}$, $c_{2п}$ — приведенные жесткости УПЭ, учитывающие влияние жесткости пролетов трубопровода; $c_{1т}$, $c_{2т}$ — составляющие приведенных жесткостей, учитывающие влияние сил инерции пролетов трубопровода;

$$\left.\begin{aligned} x_1 &= W'_{11}(p)F_1 + W'_{12}(p)F_2; \\ x_2 &= W'_{21}(p)F_1 + W'_{22}(p)F_2. \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

В уравнениях (2) F_1 и F_2 — комплексные переменные;

$$W'_{11} = \frac{f_{11} + f_3\Delta_2}{\Delta};$$

$$W'_{22} = \frac{f_{22} + f_3\Delta_2}{\Delta};$$

$$W'_{12} = W'_{21} = \frac{f_{12}}{\Delta}.$$

Здесь $\Delta = (f_{11}f_{22} - f_{12}^2)\Delta_1\Delta_2 + f_{11}\Delta_1 + f_{22}\Delta_2 + 1$, где $\Delta_1 = m_1p^2 + b_1p + c_1$; $\Delta_2 = m_2p^2 + b_2p + c_2$ [$p = \omega j$, $j = \sqrt{-1}$, $\omega = 2\pi\gamma$ — собственная частота (γ — частота вибрации)].

По результатам эксперимента (табл. 1) на действующей насосной станции по полученным амплитудам вибраций определили возмущающие силы F_1 и F_2 (табл. 2).

Для реализации оптимальной виброзащиты необходимо выбрать УПЭ (из уже выпускаемых), установить соотношение между входными и выходными параметрами, рассмотреть возможные ва-

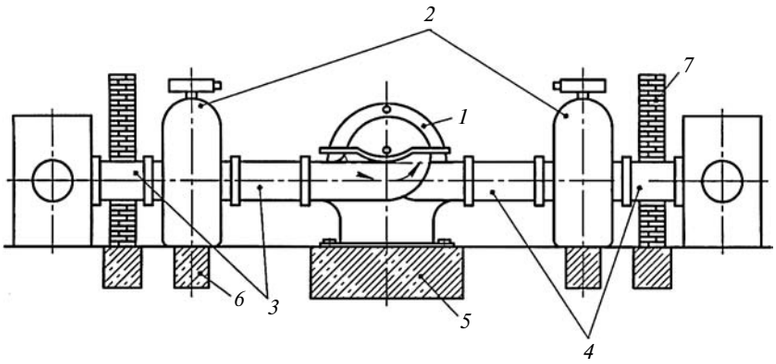


Рис. 1. Типовая схема расположения насосных агрегатов и трубопроводов:
1 — насосный агрегат; *2* — задвижки; *3* — участок всасывающего трубопровода; *4* — участок нагнетающего трубопровода; *5* — фундамент насосного агрегата; *6* — фундамент задвижки; *7* — наружная стена здания

Ve0715.fm Page 43 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

Таблица 1

Результаты измерений на действующем насосном агрегате

Частота, Гц	Агрегат с фундаментом		Нагнетающая магистраль		Всасывающая магистраль	
	Виброскорость, 10^{-5} м/с	Виброперемещение, 10^{6} м	Виброскорость, 10^{-5} м/с	Виброперемещение, 10^{6} м	Виброскорость, 10^{-5} м/с	Виброперемещение, 10^{6} м
3,0	5	2,70	3,0	1,60	5	2,70
16,8	25	2,40	40,0	3,80	20	1,90
33,0	5	0,20	4,0	0,20	30	1,40
49,0	5	0,16	2,5	0,08	7	0,23

Таблица 2

Результаты эксперимента

γ, Гц	x_1, 10^6 м	x_2, 10^6 м	F_1, 10^{-2} Н	F_2, 10^{-2} Н	P_1, 10^{-2} Н	P_2, 10^{-2} Н	n_1	n_2
3,0	1,60	2,70	1,18	13,30	0,69	7,84	0,59	0,59
16,8	3,80	2,40	3,81	7,38	1,63	8,50	0,43	1,15
33,0	0,20	0,20	0,21	3,37	0,09	1,00	0,43	0,29
49,0	0,08	0,16	0,41	6,50	0,04	1,07	0,09	0,16

рианты установки УПЭ и проанализировать полученный результат.

В качестве УПЭ предлагается использовать резинокордные оболочки подушечного типа [11] с техническими характеристиками: размеры оболочки 1100 × 250 × 110 мм; при внутреннем давлении $0{,}18 \cdot 10^5$ МПа жесткость одной оболочки $c_{пр} = 4{,}3 \cdot 10^5$ Н/м; нагрузочная способность $P_{пр} = 2 \cdot 10^4$ Н. Задвижку целесообразно устанавливать на два УПЭ, агрегат (с учетом уменьшения его массы без фундамента до значения $m_2 = 10^4$ кг) следует устанавливать на шесть УПЭ. Нагрузка на один элемент составит $P_{пр} = 1{,}7 \cdot 10^4$ Н, давление и жесткость уменьшатся, соответственно, на 17 %. Учитывая, что жесткость грунта под опорами как минимум на порядок больше жесткости УПЭ, можно принять, что эквивалентная жесткость определяется только жесткостью УПЭ, тогда $c_1 = 9 \cdot 10^7$ Н/м, $c_2 = 22 \cdot 10^7$ Н/м.

Комплексные передаточные функции, связывающие F_1 и F_2, а также выходные амплитуды x_1 и x_2 получим из дифференциальных уравнений (2).

В программе Mathcad выполнены расчеты для разных вариантов установки УПЭ:

вариант 1 — агрегат и задвижка;

вариант 2 — агрегат;

вариант 3 — задвижка.

При расчете всех трех вариантов использовали амплитуды возмущающих сил на четырех критических частотах, которые приведены в табл. 2. Результаты представлены в табл. 3.

Анализ варианта 1 — агрегат и задвижка установлены на УПЭ. Анализ данных табл. 2 и 3 показал, что установка задвижки на УПЭ дает эффект только на частотах 3 и 18,8 Гц, на частоте 33 Гц коэффициенты n_1 передачи усилия почти равны, а на частоте 49 Гц коэффициент n_1 на порядок выше, что объясняется близостью частоты 49 Гц к собственной частоте ($\gamma_{02} = 47{,}4$ Гц), т. е. колебания происходят вблизи резонанса, на что указывает увеличение амплитуды. Для агрегата на всех частотах, кроме частоты $\gamma = 49$ Гц, вибрационная защита основания улучшилась, коэффициент n_2 уменьшился в 3—5 раз по сравнению со значениями, приведенными в табл. 2. На частоте $\gamma = 49$ Гц уменьшение коэффициента n_2 составило всего 20 %.

Таблица 3

Результаты расчетов при разных вариантах установки УПЭ

Вариант установки	Собственные частоты, Гц	γ, Гц	x_1, 10^6 м	x_2, 10^6 м	F_1, 10^{-2} Н	F_2, 10^{-2} Н	P_1, 10^{-2} Н	P_2, 10^{-2} Н	n_1	n_2
1	$\gamma_{01} = 17{,}6$ $\gamma_{02} = 47{,}4$	3,0	6,34	7,70	1,18	13,30	0,070	0,22	0,06	0,016
		16,8	27,00	25,00	3,81	7,38	0,950	2,55	0,25	0,350
		33,0	1,37	6,50	0,21	3,37	0,090	0,13	0,45	0,040
		49,0	5,56	2,90	0,41	6,50	0,550	0,86	1,33	0,130
2	$\gamma_{01} = 14{,}9$ $\gamma_{02} = 42{,}5$	3,0	2,00	2,84	1,18	13,30	0,020	8,24	0,02	0,620
		16,8	4,30	2,20	3,81	7,28	0,150	7,70	0,04	1,040
		33,0	0,24	0,19	0,21	3,37	0,016	0,96	0,08	0,290
		49,0	0,09	0,16	0,41	6,50	0,080	1,10	0,02	0,160
3	$\gamma_{01} = 19{,}4$ $\gamma_{02} = 47{,}3$	3,0	4,56	6,64	1,18	13,30	1,960	1,89	1,87	0,014
		16,8	9,20	10,00	3,81	7,38	4,000	1,10	1,05	0,150
		33,0	1,30	0,76	0,21	3,37	0,580	0,16	2,80	0,045
		49,0	4,60	2,60	0,41	6,50	2,100	0,77	5,70	2,600

Ve0715.fm Page 44 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

Кроме того, амплитуды колебаний обеих масс (агрегата и задвижки) на частоте $\gamma = 16{,}8$ Гц составили $x_1 = 27$ мм, $x_2 = 25$ мм, поэтому данный вариант размещения УПЭ малоэффективен.

Анализ варианта 2 — на УПЭ установлена только задвижка. Вибрационная защита задвижки на всех частотах улучшилась. Коэффициент n_1 передачи усилия существенно уменьшился на всех четырех критических частотах, а для агрегата коэффициент n_2 передачи усилия практически не изменился, т. е. уменьшилась передача динамического усилия на основание со стороны задвижки, а динамические условия для агрегата почти не изменились. При этом амплитуды колебаний и задвижки, и агрегата изменились незначительно (максимально при $\gamma = 16{,}8$ Гц – $x_1 = 4{,}3 \cdot 10^{-3}$ мм с УПЭ и $x_1 = 3{,}8 \cdot 10^{-3}$ мм без них). Суммарные усилия $P_1 + P_2$, передаваемые на опору, уменьшились на первых двух частотах соответственно на 3 и 23 %, а на остальных частотах увеличились на 3 и 5 %, т. е. на низких частотах происходит незначительное уменьшение передаваемого усилия.

Анализ варианта 3 — на УПЭ установлен только агрегат. На всех частотах, кроме $\gamma = 49$ Гц, для агрегата виброзащита улучшилась (коэффициент n_2 уменьшился в 4—8 раз), а на частоте $\gamma = 49$ Гц коэффициент n_2, наоборот, увеличился на порядок из-за попадания в резонанс на УПЭ. Виброзащита задвижки на этой частоте ухудшается. Кроме того, на частотах $\gamma = 3$ и 16,8 Гц вибрационная защита агрегата хуже, что подтверждается его большими колебаниями, которые через трубопровод передаются на задвижку. Таким образом, данный вариант не дал хороших результатов.

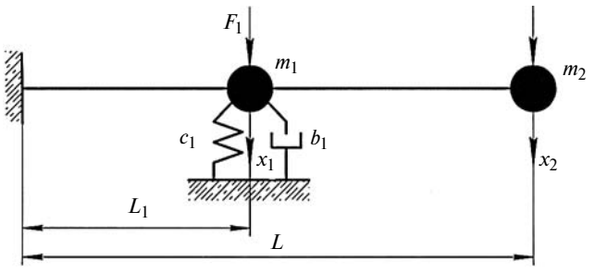


Рис. 2. Модель системы без дополнительной опоры под консольной частью трубы в месте гибкого соединения с агрегатом:
b_1 — коэффициент демпфирования; c_1 — эквивалентный коэффициент жесткости грунта под фундаментом задвижки; F_1 — усилие, действующее на задвижку; l_1, l — длины участков трубопроводов с известными диаметрами и толщинами; x_1, x_2 — перемещения масс m_1 и m_2

Вариант 4 — агрегат соединен с трубопроводом через гибкий патрубок, исключающий передачу возбуждающих сил от агрегата через трубопровод на задвижку, а также с задвижки на агрегат, т. е. не используется дополнительная опора под консольной частью трубы в месте гибкого соединения с агрегатом (рис. 2).

Будем считать, что усилие F_2, которое действует на агрегат, не передается на задвижку, и к ней приложено только усилие F_1.

Таблица 4

Результаты расчетов для разных вариантов виброзащиты

Вариант установки	Собственные частоты, Гц	γ, Гц	x_1, 10^6 м	x_2, 10^6 м	F_1, 10^{-2} Н	F_2, 10^{-2} Н	P_1, 10^{-2} Н	P_2, 10^{-2} Н	n_1
4	$\gamma_{01} = 13$ $\gamma_{02} = 41$	3,0	1,90	4,00	1,18	—	0,800	—	0,680
		16,8	6,00	22,00	3,81	—	2,600	—	0,680
		33,0	0,10	0,34	0,21	—	0,040	—	0,200
		49,0	0,30	0,20	0,41	—	0,120	—	0,300
5	$\gamma_{01} = 8{,}2$ $\gamma_{02} = 39$	3,0	5,60	0,70	1,18	—	0,050	—	0,040
		16,8	3,60	4,90	3,81	—	0,340	—	0,009
		33,0	0,12	0,36	0,21	—	0,014	—	0,007
		49,0	0,22	0,21	0,41	—	0,030	—	0,007
6	$\gamma_{01} = 8{,}5$ $\gamma_{02} = 39$	3,0	5,30	11,00	1,18	—	0,048	—	0,040
		16,8	3,70	13,00	3,81	—	0,035	—	0,090
		33,0	0,10	0,40	0,21	—	0,010	—	0,007
		49,0	0,20	0,20	0,41	—	0,010	—	0,007
7	$\gamma_{01} = 17{,}2$ $\gamma_{02} = 36{,}4$	3,0	0,85	0,70	—	1,18	0,360	0,30	0,300
		16,8	4,60	4,90	—	3,81	2,000	2,10	0,500
		33,0	0,06	0,36	—	0,21	0,030	0,16	0,140
		49,0	0,27	0,21	—	0,41	0,120	0,09	0,030

Ve0715.fm Page 45 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

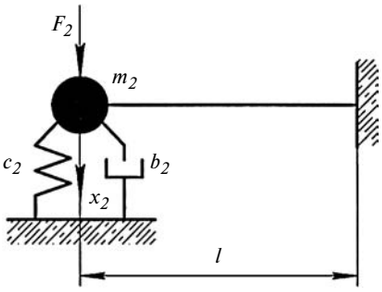


Рис. 3. Упрощенная модель агрегата при воздействии горизонтальных усилий:
b_2 — коэффициент демпфирования; c_2 — эквивалентный коэффициент жесткости грунта под фундаментом агрегата; F_2 — усилие, действующее на агрегат; l — длина участка трубопровода; x_2 — перемещение массы m_2

Уравнения динамики будут иметь вид:

$$\begin{cases} x_1 = f_{11}(-m_1\ddot{x}_1 - b_1\dot{x}_1 - c_1x_1 + F)_1 + f_{12}(-m_2\ddot{x}_2); \\ x_2 = f_{21}(-m_1\ddot{x}_1 - b_1\dot{x}_1 - c_1x_1 + F)_1 + f_{22}(-m_2\ddot{x}_2), \end{cases}$$

где $f_{11} = \dfrac{l_1^3}{3EJ}$; $f_{12} = f_{21} = \dfrac{l_1^2(3l - l_1)}{6EJ}$; $f_{22} = \dfrac{l^3}{3EJ}$.

Амплитуды x_1 и x_2 колебаний найдем по формулам (2).

Реакции P_1 и P_2 (комплексные переменные) определяем по формулам:

$$P_1 = (c_1 + b_1p)x_1;$$

$$P_2 = (c_2 + b_2p)x_2.$$

Коэффициенты передачи усилия определим по формулам:

$$n_1 = \frac{|P_1|}{|F_1|}; \quad n_2 = \frac{|P_2|}{|F_2|}.$$

Амплитуды x_1 и x_2, реакцию P_1 и коэффициент n_1 находим по вышеприведенным формулам при выполнении условия $c_2 = b_2 = F_2 = P_2 = 0$, новых значениях коэффициентов $f_{11} = 4{,}3 \cdot 10^{-8}$ м/Н; $f_{12} = f_{21} = 9{,}1 \cdot 10^{-8}$ м/Н; $f_{22} = 23 \cdot 10^{-8}$ м/Н, приняв $m_2 = 1 \cdot 10^3$ м/Н. Результаты расчетов приведены в табл. 4.

Сравнение данных табл. 2 и 4 показало, что соединение трубопровода и агрегата гибкой вставкой ухудшает виброизоляцию основания задвижки. Коэффициент n_1 передачи усилия на всех исследуемых частотах увеличивается в 1,5 раза, что обусловлено значительными колебаниями консоли, которые передаются на основание задвижки.

Вариант 5 — агрегат соединен с трубопроводом через гибкий патрубок, задвижка установлена на УПЭ. В данном случае уменьшается коэффициент n_1 передачи усилия соответственно в 15, 43, 60 и 13 раз, что обеспечивает хорошую виброизоляцию основания задвижки.

Вариант 6 — при соединении агрегата и трубопровода гибким патрубком задвижка и консольная часть трубы установлены на УПЭ. При этом $c_2 = 0{,}36 \cdot 10^6$ Н/м; $b_2 = 1{,}6 \cdot 10^4$ Н · с/м (один УПЭ). Результаты расчетов приведены в табл. 4. Анализ показал, что вариант 6 мало отличается от варианта 5. Это объясняется большей жесткостью консольной части трубопровода, УПЭ на его конце почти не нагружен и мало влияет на динамику системы.

Вариант 7 — задвижка и консольная часть трубы установлены на фундаменты одинаковых размеров с параметрами $c_1 = c_2 = 0{,}54 \cdot 10^8$ Н · м; $b_1 = b_2 = 10^6$ Н · с/м.

Проанализируем установку задвижки и консольной части трубы на жестких опорах с одинаковыми фундаментами. Сравним усилие P_1 в исходном варианте (см. табл. 2) и суммарное усилие $P_1 + P_2$ при гибкой вставке между агрегатом и двумя опорами (см. табл. 4). При $\gamma = 3$ Гц они примерно равны, а на других частотах в варианте 7 на основание передаются большие по величине суммарные нагрузки.

При горизонтальных усилиях могут возникнуть значительные горизонтальные колебания, которые должны восприниматься УПЭ, расположенными на горизонтальной оси. Для оценки виброизоляции агрегата в этом случае рассмотрим упрощенную модель (рис. 3), в которой $c_{пр} = c_2 + 3EJ/b^3 = 3{,}44 \cdot 10^8$ Н/м. Результаты расчетов приведены в табл. 4, сравнительный анализ которых с данными табл. 2 показал, что передаваемые на опору усилия увеличились: при частоте $\gamma = 3$ Гц — на $3{,}9 \cdot 10^2$ Н, $\gamma = 16{,}8$ Гц — на $8 \cdot 10^3$ Н, а на остальных частотах усилия остались прежними. Установка задвижки на УПЭ обеспечила уменьшение усилий на исследуемых частотах соответственно на $67 \cdot 10^4$; $150 \cdot 10^4$ и $5 \cdot 10^4$ Н, а на частоте 49 Гц — увеличение на $8 \cdot 10^4$ Н. Следовательно, гибка вставка на всех частотах не уменьшает суммарных усилий P_1 и P_2.

Рассмотрим вариант с жестким креплением напорной трубы с агрегатом с увеличенной в 2 раза

Таблица 5

Результаты расчетов при воздействии горизонтальных усилий (собственная частота γ = 13,5 Гц)

γ, Гц	x_2, 10^6 м	F_2, 10^{-2} Н	P_2, 10^{-2} Н	n_2
3,0	4,00	13,3	11,7	0,88
16,8	2,60	7,38	9,30	1,26
33,0	0,20	3,37	0,95	0,28
49,0	0,15	6,50	1,00	0,16

Ve0715.fm Page 46 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

площадью фундамента задвижки. Масса фундамента составит $m_1 = 4{,}25 \cdot 10^3$ кг, жесткость c_1 увеличится в $\sqrt{2}$ раз, а b_1 — в 2 раза. Сравнительный анализ показал (табл. 5), что амплитуды колебаний задвижки немного уменьшаются, но возрастают усилия P_1, передаваемые основанию задвижки в результате увеличения коэффициентов b_1 и c_1, т. е. изменение размеров фундамента задвижки не влияет на виброизоляцию агрегата.

Таким образом, имитационное моделирование насосного агрегата с участками трубопроводов показало, что наиболее эффективна установка насосного агрегата и задвижек на УПЭ при развязке трубопроводов и насосного агрегата с помощью гибких резиновых патрубков.

Таким образом, при оценке использования УПЭ в системах вибрационной защиты насосных станций использовали имитационное моделирование. Установлено, что наиболее эффективными являются развязка агрегата и трубопровода с помощью гибких резинокордных патрубков и установка задвижек и агрегата на УПЭ. В дальнейших исследованиях целесообразно для каждого варианта выполнить уточнение математической модели с целью учета горизонтальных и угловых колебаний узловых элементов, движения жидкости в трубопроводах и нестационарных режимов работы насосного агрегата.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Болотин В. В.** Теория распределения собственных частот упругих тел и ее применение к задачам случайных колебаний: Прикладная механика. Т. 8. Вып. 4. С. 3—29.
2. **Бусленко Н. П.** Моделирование сложных систем. М.: Наука. 1968. 355 с.
3. **Фридман В. М.** Об одном приближенном методе определения частот колебаний: Колебания в турбомашинах. М.: АН СССР, 1956. 312 с.
4. **Шубов И. Г.** Шум и вибрация электрических машин. Л.: Энергия, 1974. 220 с.
5. **Харкевич А. А.** Спектры и анализ. М.: Физматнаука. 1962. 236 с.
6. **Снижение** виброакустических нагрузок в гидромеханичских системах / А. Б. Прокофьев, А. Г. Гимадиев, А. Н. Крючков и др. Самара: СТАУ, 1998. 270 с.
7. **Снижение** колебания и шума в пневмогидравлических системах / А. А. Иголкин, А. Н. Крючков, Г. М. Макарьянц и др. Самара: СНЦ РАН, 2005. 314 с.
8. **Прокофьев А. Б.** Расчет собственных частот и форм колебаний трубопроводов с помощью программного комплекса ANSYIS. Самара: СНЦ РАН, 2005. 270 с.
9. **Чичинин И. С.** Вибрационное излучение сейсмических волн. М.: 1984. 212 с.
10. **Вибрации** в технике. Колебания машин, конструкций и их элементов. Т. 3 / Под редакцией Ф. М. Диментберга, К. С. Колесникова. М.: Машиностроение, 1980. 187 с.
11. **Промышленность** Сибирского федерального округа / ФГУП "НПП Прогресс" /http://sfo.sibindustry.ru/firm.asp?tabindex = l&skl = 8598&moid = 0.

УДК 621.883.3:621.882

О. В. СУТЯГИН, канд. техн. наук, В. В. МЕШКОВ, д-р техн. наук, С. В. МЕДИНЦЕВ (Тверской ГТУ),
e-mail: sutyagine@rambler.ru

Влияние твердосмазочных покрытий и шероховатости контактирующих поверхностей на распределение нагрузки по виткам резьбовых сопряжений и винтовых передач

Исследовано влияние толщины и шероховатости контактирующих поверхностей твердосмазочных покрытий на распределение нагрузок по виткам с целью повышения работоспособности резьбовых соединений и винтовых передач.

Ключевые слова: резьбовое сопряжение, винтовая передача, твердосмазочное покрытие, шероховатость, распределение нагрузки.

The influence of solid lubricant coatings, their thickness and roughness of contacting surfaces on load distribution along the threads for the purpose of working capacity improvement of threaded joints of screw gears is investigated.

Keywords: threaded conjugation, screw gear, solid lubricant coating, roughness, load distribution.

Работоспособность винтовых передач и резьбовых соединений можно повысить нанесением на их рабочие поверхности твердосмазочных покрытий (ТСП) [1], которыми могут быть мягкие металлы, полимеры и композиционные материалы на основе твердых смазок (графита, MoS_2 и др.). Особенно эффективно применение ТСП при малых скоростях скольжения, больших удельных нагрузках, в узлах трения, работающих с большими перерывами, при высоких и низких температурах, в вакууме и агрессивных средах. Сейчас винтовые передачи с ТСП, имеющие высокую плавность хода и коэффициент трения 0,06÷0,12 и выдерживающие длительные нагрузки при температурах от −250 до

Ve0715.fm Page 47 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

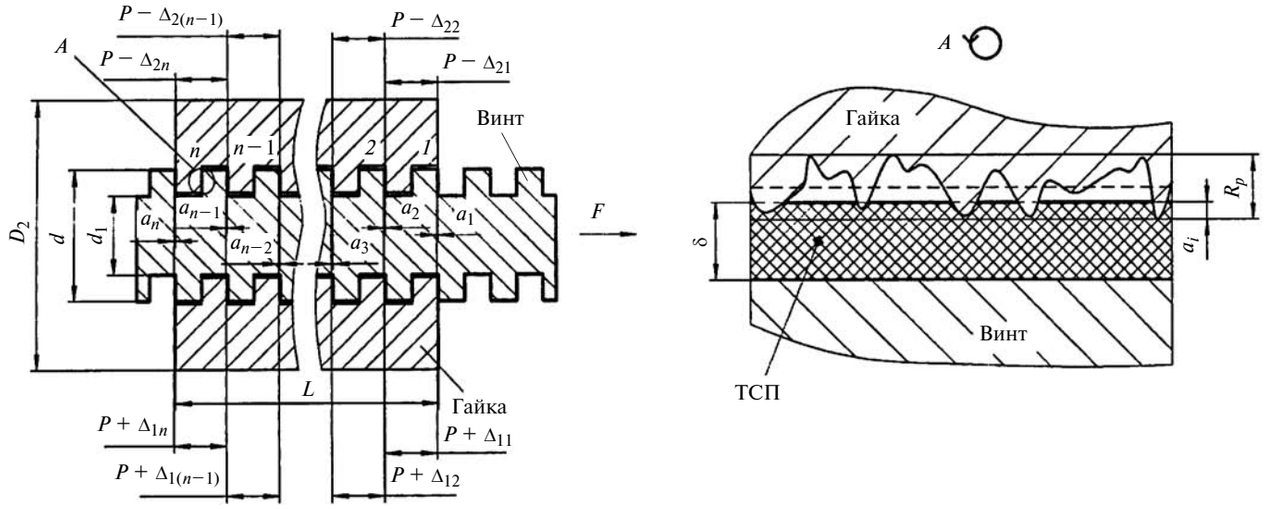


Рис. 1. Расчетная схема резьбового сопряжения с ТСП

290 °С, серийно выпускаются рядом фирм [2, 3]. Применение ТСП для крепежных резьб также оказалось высокоэффективным в химической, нефтяной и пищевой отраслях промышленности [4].

Задача распределения нагрузки по виткам резьбы впервые была решена Н. Е. Жуковским [5], а с учетом контактных деформаций шероховатых поверхностей витков резьбы рассмотрена в работе [6].

Цель данной работы — исследование влияния ТСП на распределение нагрузки по виткам резьбовых сопряжений с учетом качества их поверхностей. Н. Е. Жуковский, решая эту задачу, полагал, что винт под действием осевой силы растягивается, гайка сжимается, а витки резьбы винта и гайки на длине свинчивания изгибаются пропорционально нагрузке на виток [5].

Считаем, что при взаимодействии шероховатой поверхности витка гайки с поверхностью витка винта, на которую нанесено ТСП (рис. 1), возникающие контактные деформации существенно больше объемных деформаций витков, поэтому в уравнениях совместности перемещений [5] деформации витков заменим на соответствующие контактные деформации. Тогда для рассматриваемой задачи условие равновесия и уравнения совместности перемещений можно записать в виде:

$$\left.\begin{aligned} F &= F_1 + \ldots + F_i + \ldots + F_n; \\ a_1 - a_2 &= \Delta_{11} + \Delta_{21}; \\ a_i - a_{i+1} &= \Delta_{1i} + \Delta_{2i}; \\ a_{n-1} - a_n &= \Delta_{1(n-1)} + \Delta_{2(n-1)}, \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где F и F_i — осевые нагрузки, воспринимаемые соответственно резьбовым сопряжением и i-м витком сопряжения; n — число витков гайки; a_i — контактная деформация ТСП на поверхности винта шероховатой поверхностью i-го витка гайки; $\Delta_{1i} = P\sum_{i+1}^{n} F_i/(E_в A_в)$ — удлинение винта между i-м и $(i + 1)$-м витками в осевом направлении; $\Delta_{2i} = P\sum_{i+1}^{n} F_i/(E_г A_г)$ — сжатие гайки между i-м и $(i + 1)$-м витками в осевом направлении; P — шаг резьбы; $E_в$ и $E_г$ — модули упругости материалов винта и гайки; $A_в$ и $A_г$ — минимальные площади поперечного сечения винта и гайки.

Для решения системы уравнений (1) необходимо знать контактные деформации a_i. В зависимости от возникающих нагрузок, температуры окружающей среды, толщины и физико-механических свойств покрытия и микрогеометрии шероховатой поверхности, определяемой ее параметрами, эти деформации могут быть упругими, упругопластическими или пластическими. Ввиду неравномерности распределения нагрузок по виткам в одном резьбовом сопряжении могут одновременно возникать разные деформации. Для простоты анализа рассмотрим только упругие или только пластические деформации ТСП, считая, что в резьбовом сопряжении имеют место деформации лишь одного вида.

В работе [1] предложен расчет контактных деформаций шероховатых поверхностей с ТСП при упругой и пластической деформации. При упругой деформации ТСП, нанесенного на поверхность

винта, шероховатой поверхностью i-го витка гайки контактную деформацию можно записать в виде:

$$a_i = a_i^* \left(\frac{\lambda^{4/3} + \dfrac{\delta}{2\sqrt{ra_i^*}}}{\sqrt{1 + \dfrac{\delta^2}{4ra_i^*}}} \right)^{3/[2(2\nu+1)]} . \qquad (2)$$

Здесь $a_i^* = Rp\left[\dfrac{3\pi}{2tmK_з}\sqrt{\dfrac{r}{Rp}}J_п\dfrac{F_i}{A_i}\right]^{2/(2\nu+1)}$; $\lambda = \dfrac{J_п}{J_в}$; $J_п = \dfrac{1-\mu_п^2}{E_п}$; $J_б = \dfrac{1-\mu_в^2}{E_в}$, где δ — толщина ТСП; r — средний радиус вершин микронеровностей поверхности гайки; Rp — наибольшая высота выступов профиля шероховатой поверхности гайки; A_i — проекция номинальной площади контакта витка резьбы на плоскость, перпендикулярную к оси резьбового сопряжения; tm, ν — параметры аппроксимации опорной кривой профиля шероховатой поверхности гайки [7]; $K_з = \dfrac{\Gamma(2{,}5)\Gamma(\nu+1)}{\Gamma(\nu+1{,}5)}$; $\Gamma(x)$ — гамма-функция переменной x; $\mu_п$, $\mu_в$ и $E_п$, $E_в$ — соответственно коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов ТСП и винта.

При пластической деформации ТСП контактную деформацию определим по формуле

$$a_i = a_i^* \left(\frac{3{,}266\delta}{\sqrt{ra_i^*} + 3{,}266\delta} \right)^{4/(5\nu+1)} , \qquad (3)$$

где $a_i^* = Rp\left(\dfrac{F_i}{A_i HVtm}\right)^{1/\nu}$; HV — микротвердость ТСП по Виккерсу.

Таким образом, получили две нелинейные системы уравнений, описывающие деформацию ТСП в сопряжении: уравнения (1) и (2) — для упругого деформирования; уравнения (1) и (3) — для пластического деформирования. Обе системы уравнений не решаются аналитически, поэтому исследование влияния ТСП на распределение нагрузки по виткам резьбовых сопряжений возможно только численными методами.

Системы уравнений (1), (2) и (1), (3) решали в программе MathCAD. При расчетах использовали геометрические размеры, материалы и номинальную нагрузку реальной винтовой передачи ХСМ 1800 (6Х1) фирмы Thomson с ТСП на основе ПТФЭ [3] и данные из справочника [8]:

Номинальная осевая нагрузка F, Н	23
Диаметр резьбы, мм:	
наружный d	6
внутренний d_1	4
Шаг резьбы P, мм	1
Длина гайки L, мм	23
Наружный диаметр гайки D, мм	12,5
Толщина ТСП δ, мм	0,01
Материал винта и гайки [3]	Сталь 1018

Для исследования влияния качества поверхностей на распределение нагрузки по виткам резьбовых сопряжений с ТСП рассматривали два вида обработки поверхности резьбы гайки — получистовое и тонкое точение. Соответствующие этим способам обработки параметры микрогеометрии поверхностей приведены в табл. 1 [8], которые по параметру Ra соответствуют раскатке резьбы и нарезанию ее метчиком. Справочных данных по другим, необходимым для расчетов параметрам микрогеометрии поверхностей, полученных этими способами, авторы не нашли.

Кроме покрытия на основе ПТФЭ исследовали покрытие на основе серебра, которое из мягких металлов, используемых в качестве ТСП, имеет наиболее высокие механические свойства. Так как в каталоге [3] не приводится марка применяемого покрытия, в расчетах использовали механические свойства отечественного ТСП марки ФБФ-74Д. Отметим, что ТСП с высоким содержанием ПТФЭ являются наиболее мягкими из используемых в трибосопряжениях. В табл. 2 приведены механические свойства ТСП, используемые в расчетах [1].

В связи с тем что при расчетах получили широкий диапазон встречающихся в инженерной практике значений параметров микрогеометрии гайки и механических свойств ТСП, рассмотрим возможность упрощения расчетной модели (РМ) в сравне-

Таблица 1

Расчетные параметры микрогеометрии

Точение	Ra, мкм	ν	r, мкм	Rp, мкм	tm
Получистовое	2,5	1,45	50	5	0,55
Тонкое	0,63	1,3	120	1,62	0,85

Таблица 2

Механические свойства ТСП

ТСП	$E_п$, ГПа	$\mu_п$	HV, МПа
ФБФ-74Д	0,7	0,43	23
Серебро	80	0,4	900

Ve0715.fm Page 49 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

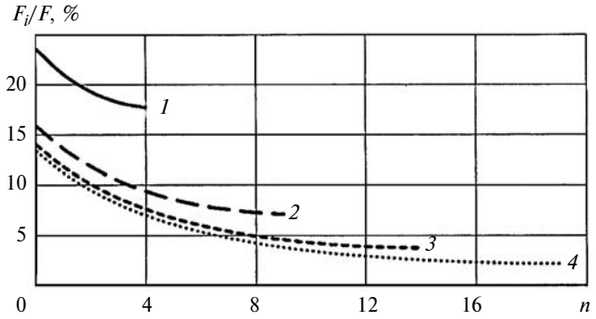


Рис. 2. Распределение относительной нагрузки F_i/F по виткам n резьбового сопряжения для РМ с числом витков n = 5 (*1*), 10 (*2*), 15 (*3*) и 20 (*4*)

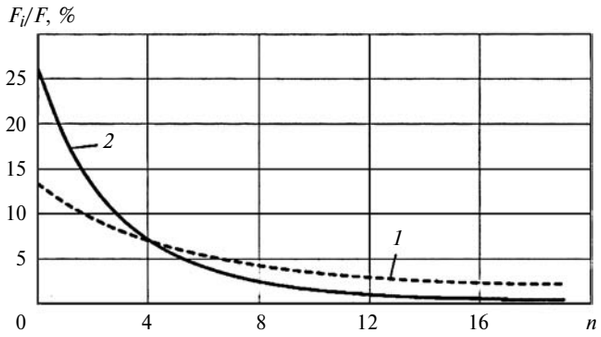


Рис. 3. Распределение относительной нагрузки F_i/F по виткам n резьбового сопряжения при упругой (*1*) и пластической (*2*) деформации

нии с ее прототипом. Упрощение связано с тем, что при увеличении числа витков в РМ соответственно увеличивается число уравнений в системе (1), что затрудняет ее решение при больших значениях n (мелкий шаг резьбы, большая длина свинчивания). В частности, упрощенные РМ (с числом витков 5) использовали при исследовании влияния шероховатости на распределение нагрузки по виткам резьбы в работе [6]. Расчеты, проведенные при упругой деформации ТСП с серебром, для РМ с числом витков 20 (соответствует прототипу) и упрощенных РМ с числом витков 5, 10 и 15 представлены на рис. 2. Параметры микрогеометрии шероховатой поверхности витка гайки соответствовали получистовому точению (см. табл. 1), а характеристики винтовой передачи — базовому варианту (см. вывод). На рис. 2 приведены зависимости относительной нагрузки F_i/F, приходящейся на виток (где F_i — расчетная нагрузка на виток, Н; F — номинальная нагрузка на винтовую передачу, Н), от расположения витка гайки, определяемого его порядковым номером n для гаек с разным числом витков. Расчет по упрощенной РМ приводит к завышению нагрузок на витках резьбового сопряжения. Так, для РМ с числом витков гайки равным 5 нагрузка на виток на 60 % больше аналогичной нагрузки для РМ с гайкой, имеющей 20 витков. При числе витков РМ, близкой к прототипу, разница между нагрузками существенно снижается при том же характере ее изменения. Очевидно, что для получения точных результатов необходимо использовать РМ, соответствующую прототипу, а в случае приближенной оценки влияния того или иного параметра для сокращения расчетов можно применить упрощенную РМ.

На рис. 3 для РМ с числом витков гайки 20 приведено распределение нагрузок по виткам резьбового сопряжения при упругой и пластической деформации ТСП шероховатой поверхностью витка гайки. Исследования также проводили для ТСП с серебром при тех же, что и в предыдущем случае, параметрах микрогеометрии шероховатой поверхности витка гайки и характеристиках винтовой передачи. Расчеты показали, что при упругой деформации покрытия нагрузка между витками распределяется более равномерно, поэтому в случае пластической деформации ТСП условия эксплуатации резьбового сопряжения являются более жесткими.

На рис. 4 для тех же условий приведены данные о влиянии материала покрытия на распределение нагрузки по виткам резьбового сопряжения при пластической деформации ТСП. Покрытие ФБФ-74Д, более мягкое по сравнению с серебряным покрытием, обеспечивает меньшую жесткость стыков в витках резьбового сопряжения и более равномерное распределение нагрузки по ним. Снижение механических характеристик покрытия до оптимальных значений благоприятно отражается на работоспособности винтовых передач и крепежных резьб, что подтверждается широким применением в них ТСП на основе ПТФЭ [2—4].

Аналогичный эффект выравнивания распределения нагрузки по виткам наблюдается при ухуд-

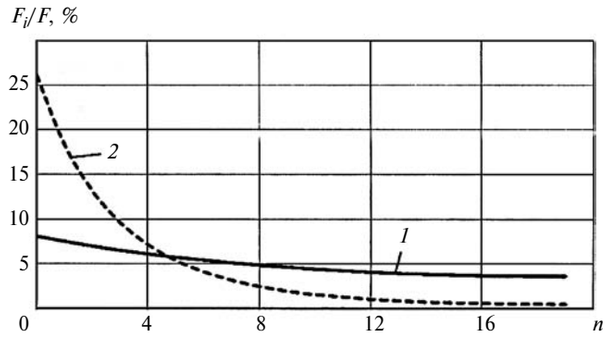


Рис. 4. Распределение относительной нагрузки F_i/F по виткам n резьбового сопряжения с серебряным ТСП (*1*) и с ФБФ-74Д (*2*)

Ve0715.fm Page 50 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

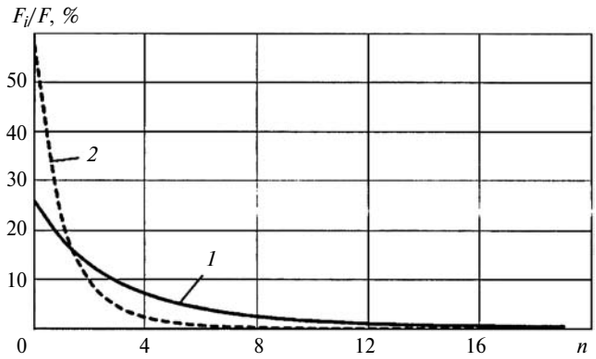


Рис. 5. Распределение относительной нагрузки F_i/F по виткам *n* резьбового сопряжения при *Ra* = 2,5 (*1*) и 6,3 мкм (*2*)

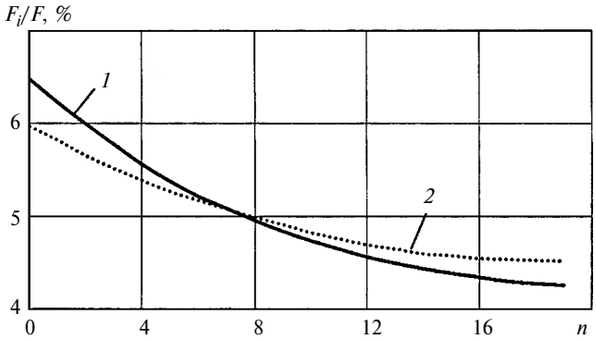


Рис. 6. Распределение относительной нагрузки F_i/F по виткам *n* резьбового сопряжения при δ = 5 (*1*) и 20 мкм (*2*)

шении качества поверхности витков гайки (рис. 5), что также приводит к уменьшению жесткости стыков шероховатых поверхностей витков гайки и витков с ТСП винта. В данном случае расчеты проводили для ТСП с серебром при его пластической деформации и обработке гайки получистовым и тонким точением (см. табл. 1). Частицы износа ТСП, накапливаясь в межконтактном зазоре в виде твердой смазки, повышают ресурс трибосопряжений с ТСП на основе MoS_2 [9]. Поэтому увеличение объема межконтактного зазора, что происходит при увеличении параметра *Ra* шероховатости поверхности витка гайки, должно повысить и ресурс винтовых передач с покрытиями такого типа. Следовательно, оптимизация шероховатости поверхности гайки является существенным резервом повышения ресурса винтовой передачи с ТСП.

Толщина покрытия мало влияет на распределение нагрузки по виткам резьбы (рис. 6). Расчеты проводили для покрытия ФБФ-74Д толщиной 5 и 20 мкм при упругой деформации ТСП и получистовом точении гайки. Расчеты для ТСП с серебром показали еще меньшее влияние толщины на распределение нагрузки по виткам как при упругом, так и при пластическом контакте. Это позволяет сделать важный вывод о постоянстве номинальных контактных давлений на витках резьбового сопряжения в процессе изнашивания ТСП для данного диапазона толщин покрытия.

При упругой и пластической деформации ТСП также было установлено незначительное влияние абсолютного значения осевой нагрузки, воспринимаемой резьбовым сопряжением, на ее распределение по виткам, расчеты которой показали ее увеличение в 5 раз (с 23 до 115 Н) по сравнению с номинальным значением. Этот факт значительно упрощает переход к форсированным режимам при проведении ускоренных испытаний винтовых передач с ТСП.

Таким образом, применение ТСП с заданными механическими свойствами и оптимизация шероховатости контактирующих поверхностей позволяют существенно повысить равномерность распределения нагрузки по виткам резьбовых сопряжений, а следовательно, надежность и эффективность крепежных резьб, а также винтовых передач.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сутягин О. В., Болотов А. Н., Васильев М. В.** Контакт шероховатых тел с твердосмазочными покрытиями. Тверь: Тверской ГТУ, 2014. 124 с.

2. **PIC Design.** URL:http:www.pic-design.com

3. **Thomson.** URL:http:www.thomsonbsa.com

4. **Whitford Corporation.** URL:http:/www.whitfordww.com

5. **Жуковский Н. Е.** Распределение давлений в нарезках винта и гайки // Бюллетень политехнического общества. 1902. № 1. С. 1—3.

6. **Иванов А. С., Байков Б. А., Шаталина И. И.** Влияние контактной жесткости на распределение нагрузки по виткам резьбы // Межвуз. сб. науч. трудов "Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел и деталей машин". Тверь, 2005. Вып. 1. С. 15—21.

7. **Демкин Н. Б. Рыжов Э. В.** Качество поверхности и контакт деталей машин. М.: Машиностроение, 1981. 224 с.

8. **Справочник** технолога-машиностроителя. Т. 1 / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. М.: Машиностроение, 1985. 656 с.

9. **Эволюция** твердосмазочных покрытий, содержащих дисульфид молибдена, в процессе изнашивания / О. В. Сутягин, А. Н. Болотов, В. В. Мешков и др. // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2013. № 12. С. 37—48.

Ve0715.fm Page 51 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 621.03

А. А. ЗЮЗИН, И. С. КОНСТАНТИНОВА, кандидаты технических наук, Б. Н. КАЗЬМИН, М. Д. ЮРОВ
(Липецкий ГТУ), e-mail: kaf-ts@stu.lipetsk.ru

Проблема стандартизации наклонного типа направления микронеровностей шероховатости поверхностей

Проанализировано влияние перпендикулярного, перекрещивающегося, параллельного и наклонного направлений микронеровностей шероховатости поверхностей на эксплуатационные показатели детали. Установлено, что наклонное направление микронеровностей эффективнее перпендикулярного и по эксплуатационным показателям приближается к перекрещивающемуся.

Ключевые слова: поверхность, шероховатость, микронеровности, эксплуатационные показатели, обработка, угол наклона, валки, качество проката.

The influence of perpendicular, crisscross, parallel and inclined orientation of microasperities of rough surfaces on service characteristics of a part is analyzed. It is determined, that inclined orientation of microasperities is more effective than perpendicular and is close to crisscross by service characteristics.

Keywords: surface, roughness, microasperities, service characteristics, machining, inclination angle, rolls, quality of rolled stock.

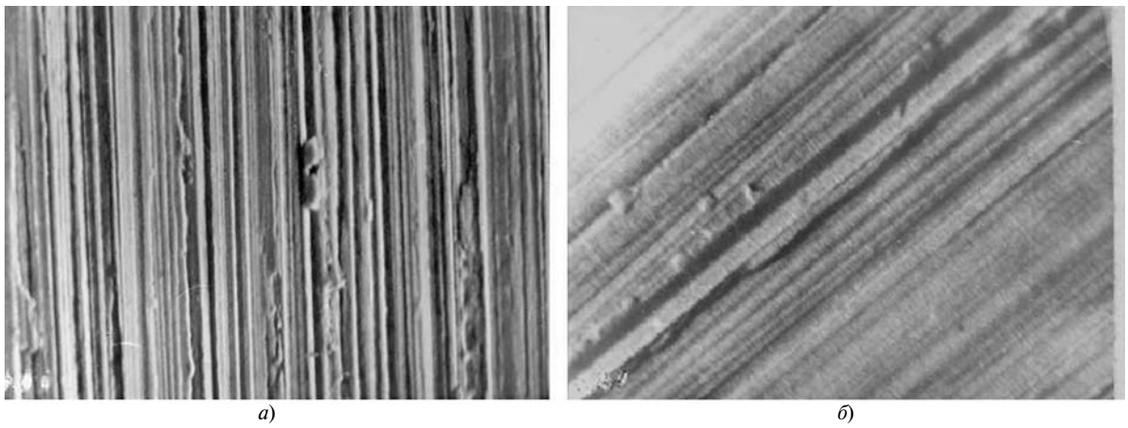
Шероховатость поверхностей во многом определяет эксплуатационные показатели деталей: характер трения и изнашивания пар скольжения; усталостную прочность; антикоррозионную стойкость; качество лакокрасочных и электроизоляционных покрытий; отражающую и поглощающую способности и др. Для высокоответственных поверхностей ГОСТ 2789—73 предусматривает шесть параметров (*Ra*, *Rz*, *R*max, *Sm*, *S* и *tp*) нормирования шероховатости и типы направления микронеровностей, наиболее удовлетворяющие их функциональному назначению. Однако в ГОСТе и дополнениях к нему не говорится о наклонном типе направления микронеровностей, который по ряду технических характеристик, например по износостойкости и качеству покрытий, приближается к перекрещивающемуся. Функциональный анализ поверхностей деталей разного назначения показал необходимость конструкторско-технологического обеспечения получения поверхности с микронеровностями наклонного типа с оптимальными параметрами шероховатости и углом наклона рисок обработки.

Некоторые качественные и количественные показатели шероховатости поверхностей с наклонным направлением микронеровностей были установлены при экспериментальных исследованиях валков 20-валкового прокатного стана 1200 СКМЗ и тонколистового проката трансформаторной стали в лабораторных и производственных условиях [1, 2]. Для лабораторных исследований были изготовлены образцы из рабочих валков диаметром 55 мм из стали 9ХС с твердостью поверхности 64÷66 $HRC_э$. Образцы обрабатывали на модернизированном круглошлифовальном станке [3] торцом чашечного эльборового круга при разных смещениях линии реза круга относительно оси образца, что позволило получить на поверхностях образцов шероховатость с перпендикулярным, перекрещивающимся, параллельным и наклонным направлениями микронеровностей. Триботехнические испытания образцов проводили на машине трения СМЦ-2 при трении качения с проскальзыванием.

Числовые параметры шероховатости исследуемых поверхностей определяли с помощью профилографа-профилометра 252 завода "Калибр". Качество поверхностей исследовали на растровом электронном микроскопе РЭМ-200. По полученным фотографиям обработанной поверхности исследовали такие показатели, как несплошности и вырывы металла, наплывы, неметаллические включения, а также определяли направление рисок обработки и изменение параметров шероховатости в процессе эксплуатации. Для исследования микротопографии образцов, обработанных по различным схемам, на РЭМ-200 проводили фотосъемку в режиме высотной модуляции в направлении оси образца и перпендикулярно к ней.

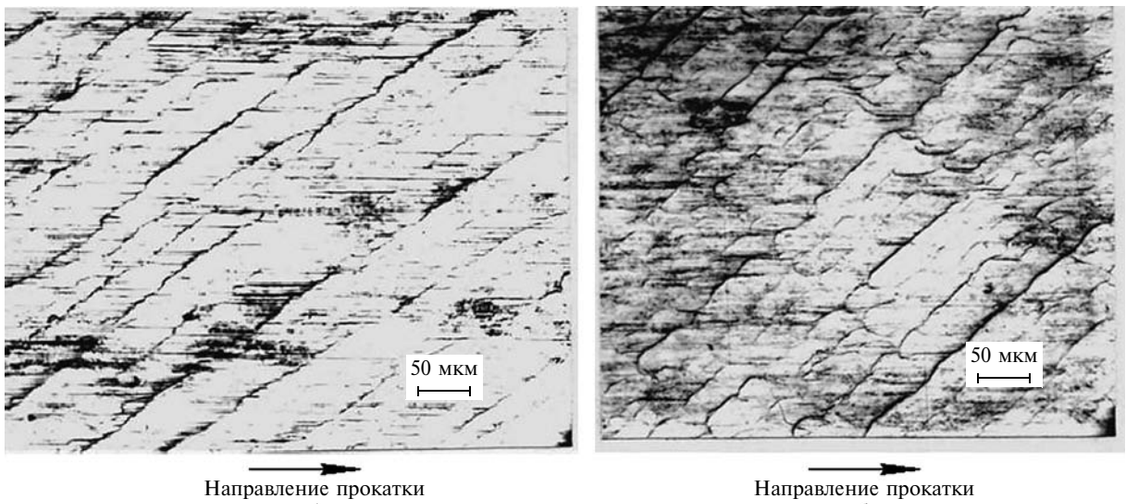
Результаты исследования шероховатости поверхностей с наклонным направлением микронеровностей показали, что уменьшение угла наклона в направлении оси образца приводит к уменьшению среднего арифметического отклонения *Ra* профиля, числа пиков микронеровностей на базовой длине и наибольшей высоты *R*max микронеровностей. Одновременно увеличивается относительная опорная длина *tp* микропрофиля неровностей. Установлено, что при увеличении угла наклона микронеровностей в направлении оси образца от 0 (параллельные микронеровности) до 90° (перпендикулярные микронеровности) качество поверхности ухудшается: уменьшается радиус скругления вершин, увеличиваются число пиков микронеровностей на базовой длине и число микропорывов на обработанной поверхности. Следовательно, при изменении угла наклона микронеровностей существенно изменяются микропрофиль и параметры шероховатости, что влияет, например, на маслоемкость поверхности, условия смазывания зон трения и другие эксплуатационные показатели деталей.

Ve0715.fm Page 52 Friday, June 19, 2015 8:49 AM



а) *б*)

Рис. 1. Поверхности образцов, обработанных торцом чашечного эльборового круга, с перпендикулярным (*а*) и наклонным (*б*) направлениями микронеровностей (×400)



Направление прокатки
а)

Направление прокатки
б)

Рис. 2. Поверхности полос, прокатанных на валках с наклонным (α = 45°) (*а*) и перекрещивающимся (*б*) направлениями микронеровностей (×400)

Для сравнительной оценки качества поверхностей на рис. 1, *а* и *б* приведены фотографии поверхностей образцов, обработанных торцом чашечного эльборового круга по разным схемам шлифования с образованием перпендикулярного и наклонного направлений микронеровностей.

В производственных условиях исследовали пять групп рабочих валков, обработанных по разным технологиям.

Первую группу валков шлифовали периферией круга прямого профиля с последующей дробеметной обработкой. Средняя высота микронеровностей поверхности бочек валков составила Ra = 1,65 мкм, направление микронеровностей — произвольное (ГОСТ 2789—73). Валки второй и третьей групп имели перпендикулярное направление микронеровностей с высотой соответственно Ra = 0,43 и 0,09 мкм. Валки этих групп шлифовали периферией круга прямого профиля и торцом чашечного эльборового круга соответственно. Валки четвертой и пятой групп шлифовали торцом чашечного эльборового круга с получением наклонных и перекрещивающихся направлений микронеровностей с высотой Ra = 0,23 и 0,21 мкм соответственно. Угол наклона неровностей к оси для этих групп валков составил ≈45°.

На валках первой группы прокатывали автолистовую сталь, на валках других групп — электротехническую сталь. Исследование шероховатости поверхности автолистового проката показало, что его микрорельеф не имеет направленности, а распределение параметров шероховатости по поверхности близко к изотропному. Анализ шероховатости поверхностей полос, прокатанных на валках второй и третьей групп, показал резко выраженную анизотропию микрорельефа. Было также установлено,

Ve0715.fm Page 53 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

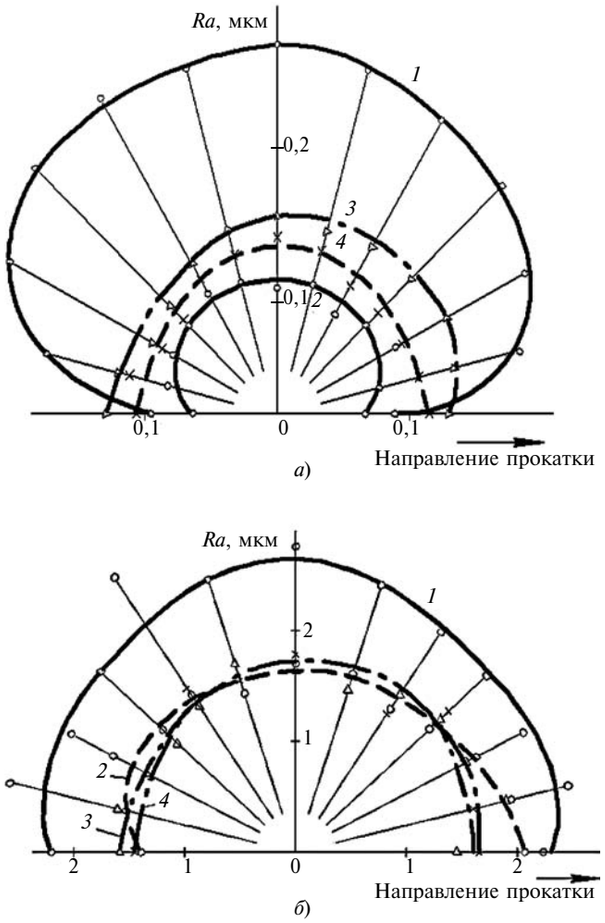


Рис. 3. Распределения параметров шероховатости *Ra* (*а*) и *R*max (*б*) по поверхности электротехнической стали с направлением микронеровностей:
1 — перпендикулярным, *Ra* = 0,23 мкм; *2* — перпендикулярным, *Ra* = 0,10 мкм; *3* — наклонным, α = 45°, *Ra* = 0,23 мкм; *4* — перекрещивающимся, α = 45°, *Ra* = 0,21 мкм

что применение валков с меньшей шероховатостью и перпендикулярным направлением микронеровностей приводит к снижению коэффициента анизотропии только параметра *Ra* с K_α = 3,13 для второй группы полос до K_α = 1,56 для третьей группы полос, в то же время для других параметров коэффициент возрастает. Анализ качества полос, прокатанных на валках с перпендикулярным направлением микронеровностей, показал, что их поверхности имеют большее число дефектов в виде микропорывов металла, причем плотность таких дефектов увеличивается с уменьшением высоты микронеровностей поверхности бочки валка. При уменьшении параметра шероховатости бочки валка с *Ra* = 0,42 до 0,09 мкм плотность дефектов на 1 мм^2 поверхности полосы увеличивается в 3 раза [1].

При прокатке на валках с наклонным направлением микронеровностей на полосе образуется шероховатость, имеющая весьма незначительную разницу значений параметров в направлении вдоль и поперек прокатки. Параметр *Ra* шероховатости поверхности полосы вдоль и поперек направления прокатки составлял 0,128÷0,148 мкм. Коэффициент анизотропии для этих направлений K_α = 1,16, в то время как для всей исследуемой поверхности с таким микрорельефом K_α = 1,59. Наклонный микрорельеф поверхности полосы к направлению прокатки имел угол, близкий к 45° (рис. 2, *а*). Параметры шероховатости микрорельефа имели максимальные и минимальные значения при углах наклона 135° и 45° к направлению прокатки и совпадали с направлениями поперек и вдоль рисок обработки валка.

Прокатка на валках с перекрещивающимся направлением микронеровностей позволяет получить на поверхности микрорельеф, который характеризуется пересечением рисок обработки (рис. 2, *б*). Большинство параметров шероховатости такого микрорельефа имеют самые небольшие коэффициенты анизотропии и минимальные дисперсии из всех полос, прокатанных на валках, обработанных только шлифованием. Значения параметра *Ra* шероховатости поверхности полосы вдоль и поперек направления прокатки были практически равны и составляли 0,128÷0,133 мкм. Коэффициент анизотропии параметра *Ra* для всей поверхности полосы составлял K_α = 1,14 — минимальное значение среди всех исследуемых поверхностей электротехнической стали.

На рис. 3, *а*, *б* приведены распределения параметров шероховатости *Ra* и *R*max по поверхности электротехнической стали, прокатанной на соответствующих валках.

Исследованиями установлено, что электроизоляционное покрытие полос с перекрещивающимся или наклонным направлением микронеровностей характеризуется большей однородностью и лучшим сцеплением с поверхностью металла. Анализ результатов исследований показал, что наклонные микронеровности по многим техническим характеристикам шероховатости поверхностей эффективнее перпендикулярных и их следует указать в дополнение к ГОСТ 2789—73 "Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Влияние** шероховатости поверхностей бочки рабочих валков на качество электротехнической стали / А. А. Зюзин, М. Ф. Сухов, А. М. Козлов, Е. И. Булатников // Вестник машиностроения. 1983. № 6. С. 42—44.

2. **Зюзин А. А., Казьмин Б. Н., Юров М. Д.** Влияние спектров макро- и микронеровностей на работоспособность поверхностей трения скольжения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2008. № 5. С. 3—14.

3. **Зюзин А. А., Казьмин Б. Н., Юров М. Д.** Обоснование оптимальных схем базирования высокоточных деталей машин при механической обработке // СТИН. 2009. № 6. С. 34—39.

Ve0715.fm Page 54 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 621.6:678.742

В. М. ЯНКО, канд. техн. наук (Курганский ГУ), e-mail: analyt@kgsu.ru

Смазывание рабочих поверхностей деталей оборудования для переработки полимерных материалов

Рассмотрены устройства для распыления смазывающей жидкости на поверхности формообразующих деталей при изготовлении полимерных изделий.

Ключевые слова: полимер, адгезия, рабочая поверхность, смазывание, распыление, жидкость.

The devices for lubricating liquid spraying on surfaces of shaping parts at manufacturing of polymer products are considered.

Keywords: polymer, adhesion, working surface, lubricating, spraying, liquid.

Производство полимерных материалов и изготовление изделий из них относятся к приоритетным направлениям. В октябре 2013 г. в г. Тобольске был открыт крупнейший в мире завод "Тобольск-полимер" по производству полипропилена. Соблюдение стандарта качества полимерных изделий требует совершенствования технологических процессов их изготовления и соответствующего оборудования, прежде всего, пресс-форм для литья под давлением и экструдеров.

При изготовлении полимерных изделий поверхность формообразующих деталей подвергается тепловому, химическому и механическому воздействиям расплавленного полимера, происходит прилипание (адгезия) полимера к металлу [1]. Затем происходит фрикционный контакт с затвердевшим полимером при выходе готового изделия из рабочей зоны.

В работе [2] приведены результаты исследования влияния полиэтилена на рабочие поверхности деталей из стали ХВГ пресс-форм. Установлено, что в результате такого действия повышается микротвердость поверхности стали, происходит уширение рентгеновских линий (свидетельствует об увеличении микроискажений кристаллической решетки), на поверхности появляются микроскопические участки хрупкого разрушения. По окончании эксперимента содержание водорода в стали ХВГ по сравнению с исходным состоянием увеличилось с 2 до 2,5 см^3/100 г.

Известны такие способы повышения качества полимерных изделий и увеличения срока службы оформляющих деталей, как механическое полирование рабочей поверхности, гальванические покрытия, термическая и химико-термическая обработки. Эти способы увеличивают срок службы инструмента при неизмененном качестве полимерных изделий, но они не устраняют адгезию полимеров к металлу. Смазывание рабочей поверхности формообразующих деталей предназначено главным образом для создания потенциального барьера межатомному взаимодействию "металл — полимер".

Для эффективного смазывания необходимо, чтобы жидкость для смазывания имела высокую диэлектрическую проницаемость ε, полностью смачивала рабочую поверхность, не оказывала корродирующего действия на металл, имела однородные состав и плотность и подавалась в виде импульсного (пульсирующего) впрыска в рабочую зону строго определенной дозы в строго определенное время работы оборудования. Систему смазывания можно подключать к компьютеру, снабженному специальной программой.

Рассмотрим технические разработки устройств для импульсного распыления жидкости.

Устройство (рис. 1) [1] работает следующим образом. Через канал *4* подводится газ. Под действием жидкости, поступающей в канал *3*, шток-поршень *6* перемещается до гайки *8*. Под давлением жидкости открывается клапан *12*, и жидкость по каналам *13* поступает в зоны распыления через отверстия *14* и *15*. Газ, проходящий в двух направлениях по кольцевой проточке *9* штока-поршня *6*, распыляет жидкость дважды: в области отверстий *14* и *15* движущимся потоком газа и в зоне *16* в результате турбулентности встречных потоков предварительно распыленной жидкости. Одновременно часть потока газа, проходящего через радиальное отверстие *10* штока-поршня *6*, окончательно измельчает газообразную смесь. При прекращении подачи жидкости клапан *12* запирается и шток-поршень *6* под действием пружины *7* отводится в крайнее левое положение. При этом подача газа не прекращается, происходит продувка каналов, т. е. их очистка от остатков распыляемой жидкости.

Предлагаемое устройство просто в изготовлении, позволяет получать однородную мелкодисперсную распыляемую смесь и смазывать оформляющие детали пресс-форм для литья пластмасс под давлением в автоматическом режиме, что повышает их долговечность, снижает брак и повышает производительность автомата.

В устройстве (рис. 2) [2] использована упрощенная схема смазывания с применением плиты пресс-формы. При подаче жидкости поршень *2* поднимается вверх, при этом открываются продольные каналы подвода газа в плите и происходит обдув пресс-формы через поперечные

Ve0715.fm Page 55 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

отверстия *6* в поршне *2*. Обдув проводится потоком газа по полусегментным пазам *7* поршня *2* до тех пор, пока продольный канал *4* подвода жидкости в зону распыления не совпадет с отверстием *6* подвода газа в плите, после чего жидкость начнет распыляться в зонах *5* через сопла *3* плиты пресс-формы. Направление факела и время распыления могут меняться в зависимости от размеров и конфигурации пресс-формы. При отключении подачи жидкости поршень медленно опускается в исходное положение под действием собственного веса. Обратный клапан *10* препятствует попаданию газа в магистраль подвода жидкости, а также повышению давления в каналах подвода жидкости при опускании поршня. Газ же поступает через поперечные отверстия *6* и полусегментообразные пазы *7* и очищает каналы от остатков смазочной жидкости. Это позволяет начать следующий цикл работы устройства при отсутствии капель загустевшей смазки в системе. Поршень *2* опускается в нижнее положение, перекрывая каналы подвода жидкости и газа в зоны распыления. Подъем поршня *2* и его нижнее положение фиксируются пазом *8* и стопором *9*.

В устройстве (рис. 3) [3] для импульсного распыления жидкости потоком газа предусматриваются три камеры — для жидкости, газа и смешивания жидкости с газом, которые могут перемещаться в осевом направлении относительно друг друга и относительно неподвижного кольца. С помощью прижимного механизма *5* камеры *1* и *2* перемещают в сторону неподвижного кольца *9*. По патрубкам *15* и *16* подаются соответственно газ и жидкость. При достижении предельного давления газа мембрана *3* разрывается, газожидкостная смесь проходит через систему форсунок *8*, диспергируется и поступает в камеру *6* смешивания, в которой она дополнительно диспергируется под действием сжатого воздуха, поступающего из камеры *1* через камеру *2*. При высоком давлении происходит разрыв мембраны *11* и газожидкостная смесь с большой скоростью выбрасывается через сопло *10*. Затем пружинный толкатель *13* возвращает камеры *1*, *2* и *6* в исходное положение.

В техническом решении (рис. 4) [4] использован электромеханический способ распыления жид-

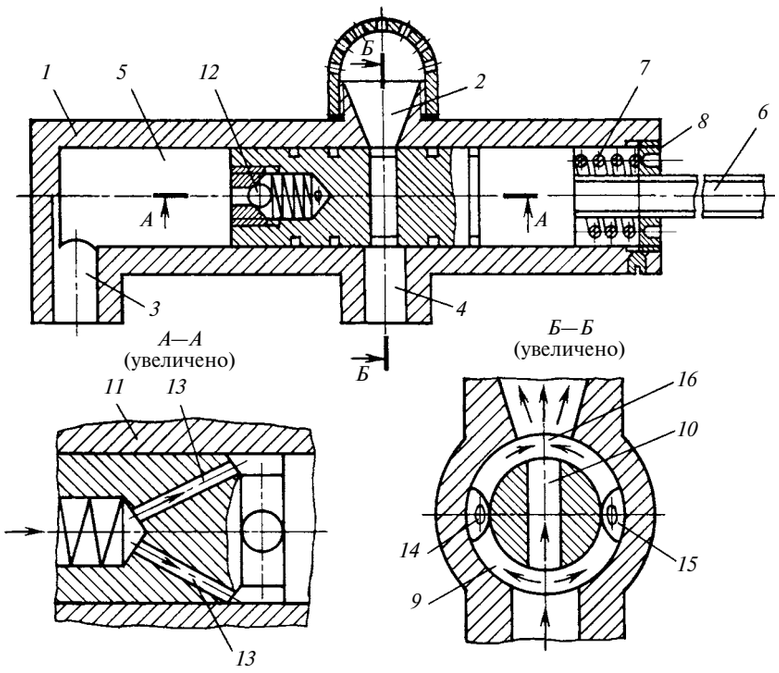


Рис. 1. Схема устройства для пульсирующей подачи жидкости [1]:
1 — корпус; *2* — сопло; *3* — канал подачи жидкости; *4* — канал подачи газа; *5* — полость; *6* — шток-поршень; *7* — пружина; *8* — гайка; *9* — кольцевая проточка; *10* — радиальное отверстие; *11* — осевое отверстие; *12* — обратный клапан; *13* — каналы; *14*, *15* — отверстия; *16* — зона встречных потоков

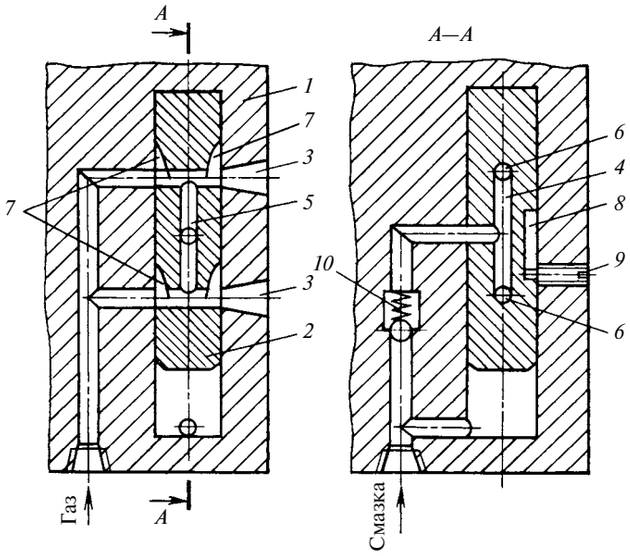


Рис. 2. Схема устройства для обдува и смазывания пресс-форм [2]:
1 — плита; *2* — поршень; *3* — выходные сопла; *4* — продольный канал; *5* — зоны распыления; *6* — поперечные отверстия; *7* — полусегментные пазы; *8* — паз; *9* — стопор; *10* — обратный клапан

Ve0715.fm Page 56 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

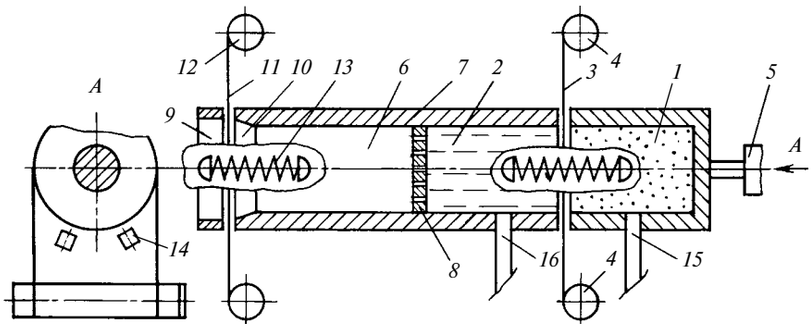


Рис. 3. Схема устройства для импульсного распыления жидкости [3]:
1 — камера для газа; *2* — камера для жидкости; *3* и *11* — мембраны; *4* и *12* — барабаны; *5* — прижимной механизм; *6* — камера смешивания; *7* — корпус; *8* — форсунки; *9* — кольцо; *10* — сопло; *13* — пружинный толкатель; *14* — продольные направляющие; *15* и *16* — патрубки для подвода газа и жидкости

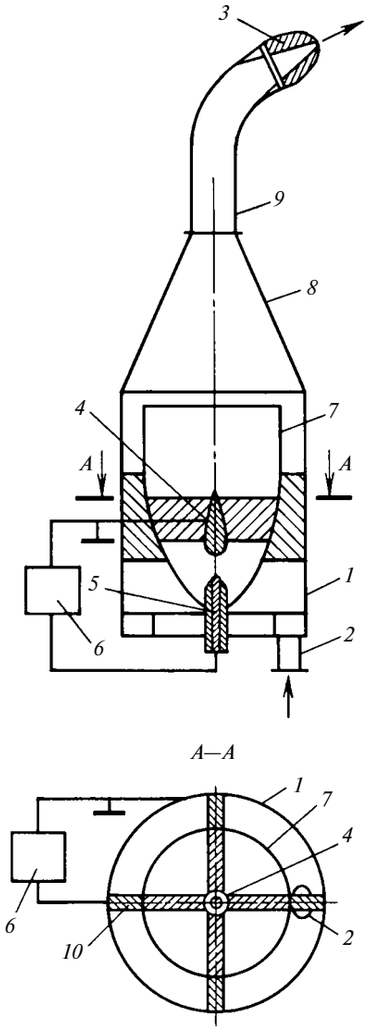


Рис. 4. Схема устройства для импульсного распыления жидкости [4]:
1 — корпус; *2* — патрубок; *3* — сопло; *4* и *5* — электроды; *6* — источник импульсов тока; *7* — рефлектор гидроакустических волн; *8* — концентратор волн; *9* — шланг; *10* — крестовина

кости. Ударные волны электрического разряда в жидкой среде преобразуются в пучки плоских гидроакустических волн, которые направляются в зону распыления жидкости.

На рис. 5 представлена схема технически простого устройства

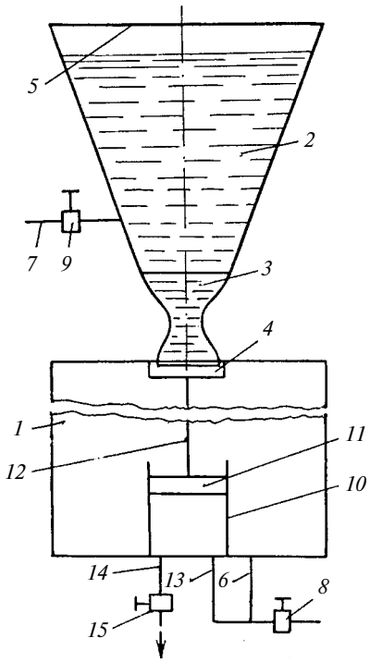


Рис. 5. Схема устройства для импульсного распыления жидкости [5]:
1 — камера для газа; *2* — емкость для жидкости; *3* — сопло; *4* — запорный клапан; *5* — выпускное отверстие; *6* — патрубок подвода сжатого газа; *7* — патрубок подвода жидкости; *8*, *9* — краны; *10* — пневмоцилиндр; *11* — поршень; *12* — шток; *13* и *14* — патрубки пневмоцилиндра; *15* — клапан выпуска газа

для импульсного распыления жидкости [5]. При открытии крана *8* сжатый газ через патрубки *6* и *13* поступает в камеру *1* и пневмоцилиндр *10*. Поршень *11* при движении штока *12* через запорный клапан *4* перекрывает поступление газа к соплу *3*. При достижении заданного давления открывается клапан *15* и газ из пневмоцилиндра сбрасывается в атмосферу. Давление газа в пневмоцилиндре падает и поршень *11* со штоком *12*, опускаясь вниз, открывает запорный клапан *4*. Сжатый газ с большой скоростью поступает из камеры *1* в емкость *2* для жидкости. В итоге высокодисперсная смесь жидкости и газа через отверстие *5* поступает на объект смазывания.

Существующие способы и устройства импульсного распыления жидкости для смазывания оформляющих деталей отличаются лишь техническим решением выполнения перечисленных требований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Белый В. А., Егоренков Н. И., Плескачевский Ю. М.** Адгезия полимеров к металлам. Минск: Наука и техника, 1977. 202 с.

2. **Янко В. М., Сивков С. И.** Влияние условий переработки полиэтилена на поверхность оформляющих деталей из стали ХВГ // Металловедение и термическая обработка металлов. 1979. № 12. С. 50.

3. **А. с. 956037 СССР:** МКИ B05 B1/08. Устройство для пульсирующей подачи жидкости.

4. **А. с. 1015173 СССР:** МКИ F16 N7/34. Устройство для обдува и смазки пресс-форм.

5. **А. с. 1775187 СССР:** МКИ B05 B11/00. Устройство для импульсного распыления жидкости.

6. **А. с. 1745357 СССР:** МКИ B05 B1/08. Способ импульсного распыления жидкости и устройство для его осуществления.

7. **Пат. 2011426 Рос. Федерации:** МПК B05 B1/08 Способ импульсного распыления жидкости и устройство для его осуществления.

Ve0715.fm Page 57 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 621.9.06-229, 621.941-229.3

Д. С. БЛИНОВ, д-р техн. наук, А. А. ШАТИЛОВ, канд. техн. наук
(МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: dmitriyblinov@mail.ru

Автоматизированная система "Точные широко диапазонные оправки с разрезной цангой"

Разработана автоматизированная система расчета и проектирования оправок, позволяющая выбрать стандартную или синтезировать оригинальную оправку с разрезной цангой.

Ключевые слова: цанга, оправка, выбор, синтез, система.

The automated system of analysis and design of mandrels, allowing selection of standard or synthesizing the original mandrel with split collet is developed.

Keywords: collet, mandrel, selection, synthesis, system.

На основании обобщения данных производства и исследований [1, 2] специалистами МГТУ им. Н. Э. Баумана разработана автоматизированная система, позволяющая выбрать стандартную широкодиапазонную высокоточную оправку с разрезной цангой [3] или при необходимости синтезировать оригинальную конструкцию. Блок-схема системы приведена на рис. 1. Исходными данными (ИД) являются необходимая и достаточная информация о заготовке до и после выполнения оснащаемой операции (рис. 2), содержании операции и оснащаемом металлорежущем станке. Получают обозначение выбранной стандартной оправки в соответствии с ГОСТ 31.1066.02—85. Если стандартную оправку выбрать не удается, то получают чертежи общего вида и основных деталей оригинального приспособления.

Пример. На токарном станке 16Б05П необходимо точно обработать заготовки тонкостенных втулок пяти типоразмеров (таблица). При расчетах с использованием автоматизированной системы получили следующие рекомендации:

для обработки заготовок типоразмеров 1—4 целесообразно использовать центровую оправку 7112-1467 (ГОСТ 31.1066.02—85). При переходе с обработки заготовок одного типоразмера на другой не требуется:

регулировка или наладка оправки;

ввиду большой длины заготовок типоразмера 5 не удалось выбрать для обработки стандартную оправку, поэтому сконструировали оригинальную центровую оправку с разрезной цангой (рис. 3, *а*);

при обработке заготовок типоразмера 5 крутящий момент от силы резания составляет 7,5 кН · мм. Коэффициент запаса крепления

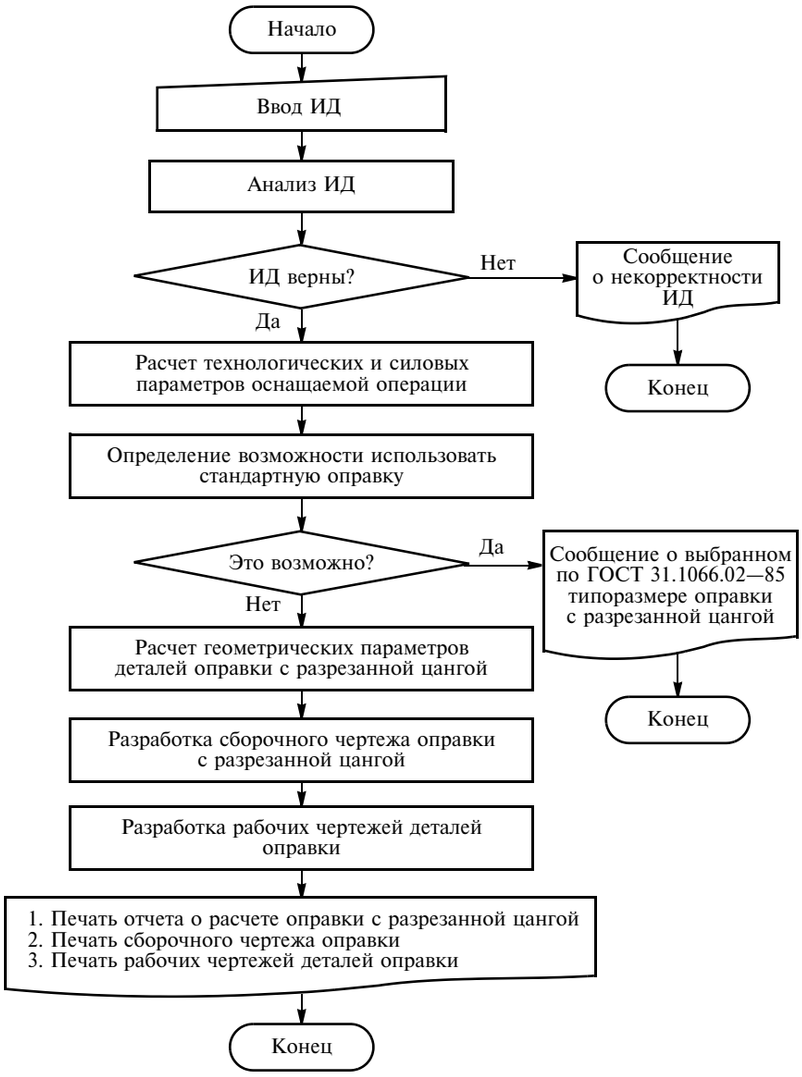


Рис. 1. Блок-схема автоматизированной системы

Ve0715.fm Page 58 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

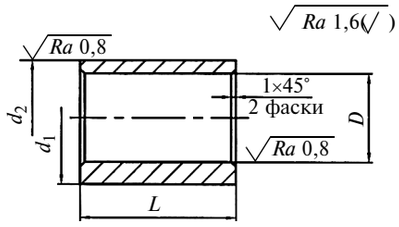


Рис. 2. Эскиз заготовки: нижняя часть — до выполнения оснащаемой операции, верхняя — после

заготовки в цанге $k \gg 2{,}5$ удовлетворяет требованиям техники безопасности [4];

наибольшие напряжения $\sigma_{max} \approx 70$ МПа возникают в цанге.

Корпус (рис. 3, *б*) оправки изготовлен из стали 18ХГТ (ГОСТ 4543—71), цементация на глубину 1,2÷1,5 мм до твердости 57÷63 *HRC*. Допуски круглости и профиля продольного сечения конической поверхности — по степени точности 2. Допуск радиального биения конической поверхности относительно оси — по степени точности 1. Предельные отклонения размеров: *h*14; $\pm t/2$. Покрытие — Хим. Окс. Прм. (ГОСТ 9.073—77).

Цанга (рис. 3, *в*) изготовлена из стали 60С2ХФА и термообработана до твердости 42÷46 *HRC*, что гарантированно исключает пластические деформации, а тем более разрушение цанги. Допуски круглости поверхностей внутренней конической и наружной цилиндрической — по степени точности 2. Допуски профиля продольного сечения этих же поверхностей — по степени точности 3. Предельные отклонения размеров: *H*14; *h*14; $\pm t/2$. Покрытие — Хим. Окс. Прм. (ГОСТ 9,073—77), кроме наружной цилиндрической и внутренней конической поверхностей.

Разработанная автоматизированная система позволяет определить стандартные и синтезировать оригинальные высокоточные широкодиапазонные оправки с разрезными цангами для точной обработки заготовок колец, втулок, гильз, в том числе

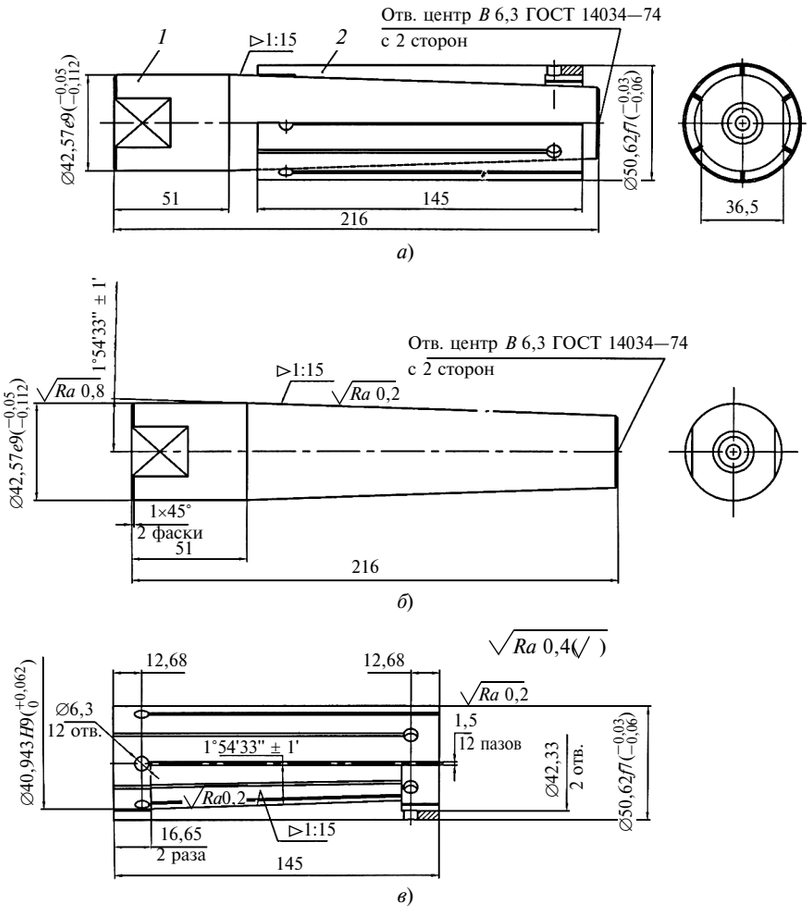


Рис. 3. Оригинальная центровая оправка с разрезной цангой (*а*) для закрепления заготовки типоразмера 5, корпус оправки (*б*), разрезная цанга (*в*):
1 — корпус; *2* — разрезная цанга

Типоразмер	Число обработанных заготовок	Длина *L* заготовки	Диаметр *D* базового отверстия	Диаметр d_1 обрабатываемой поверхности	Диаметр d_2 обработанной поверхности	Допуски формы и расположения обработанной поверхности		
						Круглость	Радиальное биение относительно базового отверстия	Соосность с базовым отверстием
1	50	30	48,1*H*7	60	58*h*6	4	5	5
2		50	49,2*H*7	65	63*h*6			
3	75	71	50*H*8	62	60*h*7			
4		63	51,5*H*8	65	63*h*7			
5	100	110	50,8*H*8	62	60*h*7			

Примечание. Заготовка по рис. 2; материал — сталь 18ХГТ (ГОСТ 4543—70); твердость 28÷32 *HRC*; торцы не обрабатываются; глубина резания $t = 1$ мм; продольная подача $S_{пр} = 0{,}1$ мм/об; скорость резания $v = 2$ м/с; резец проходной, отогнутый с пластиной из быстрорежущей стали (ГОСТ 18868—73); заготовка устанавливается вручную; допуски формы и расположения поверхностей указаны в степенях точности по ГОСТ 24643—81; длина базового отверстия и обрабатываемой поверхности заготовки равны длине *L*; размеры даны в мм

Ve0715.fm Page 59 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК. 621.752.3

Б. А. ГОРДЕЕВ, д-р техн. наук, С. Н. ОХУЛКОВ, канд. физ.-мат. наук (Институт проблем машиностроения РАН, г. Н. Новгород), А. С. ПЛЕХОВ, канд. техн. наук, Д. Ю. ТИТОВ (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), В. П. ГОРСКОВ (Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет), e-mail: gord349@mail.ru

Течение и релаксация магнитореологической жидкости в дроссельных каналах гидроопор[1]

Исследовано время релаксации магнитореологических жидкостей (МРЖ) в результате снятия ортогональных магнитных полей. Рассмотрена динамика течения МРЖ в дроссельных каналах гидравлических виброопор в зависимости от внешнего магнитного поля и гистерезисных эффектов в ферромагнитных сердечниках магнитореологических трансформаторов.

Ключевые слова: магнитореологический трансформатор, магнитореологическая жидкость, фазовый сдвиг, скорость релаксации, дроссельный канал.

The relaxation time of magnetorheologic liquids (MRL) as the result of dump of orthogonal magnetic fields is investigated. The flow dynamics of MRL in throttle channels of hydraulic vibratory bearings depending on external magnetic field and hysteresis effects in ferromagnetic cores of magnetorheologic transformer is considered.

Keywords: magnetorheologic transformer, magnetorheologic liquid, phase shift, relaxation rate, throttle channel.

Остаточная намагниченность ферромагнитных сердечников

При разработке активных систем виброгашения для нового поколения гидравлических виброопор, включающих в себя элементы адаптивной настройки и электромеханического преобразования, используют магнитореологические жидкости (МРЖ), движением которых в дроссельных каналах можно управлять с помощью внутренних и внешних электромагнитных полей [1—8]. Конструкцию гидроопор изменяют введением новых управляющих элементов — индукционных магнитореологических трансформаторов (МРТ). При этом встает сложная техническая задача — управляющее магнитное поле должно изменяться синфазно с изменением частоты внешнего вибросигнала [1, 4, 9, 10].

Разработчики должны решить две задачи: усилить напряженность управляющего магнитного поля и обеспечить изменение его полярности с частотой до 100 Гц. Так как при напряженности магнитного поля 140 кА/м в ферромагнитных сердечниках возбуждающих электромагнитов (ВЭ), входящих в состав индукционных МРТ, остаточная магнитная индукция может достигать 30 % от первоначальной [1, 2, 4, 10], то одновременное решение данных задач вызывает определенные трудности.

На рис. 1, *а* представлена петля гистерезиса магнитотвердых ферромагнитных материалов, которые применяют для создания стационарных магнитных полей.

Остаточная магнитная индукция B ферромагнитных сердечников (рис. 1, *а—в*) недопустима, так как она искажает форму электромагнитной волны (рис. 2, *а*) и приводит к временной задержке (рис. 2, *б*) процессов изменения напряженности H и магнитной индукции B, которая при смене полярности внешнего магнитного поля не должна

[1] Работа выполняется при поддержке Российского научного фонда, грант № 14-19-01637.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 57)

тонкостенных, и зубчатых колес в условиях единичного, мелкосерийного и среднесерийного производств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Блинов Д. С., Шатилов А. А.** Исследование напряженно-деформированного состояния разрезных цанг // Вестник машиностроения. 2013. № 1. С. 3—8.

2. **Блинов Д. С., Шатилов А. А.** Экспериментальное исследование точности установки и обработки заготовок при использовании оправок с разрезной цангой // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 60—63.

3. **ГОСТ 31.1066.02—85.** Оправки с разрезными цангами для точных работ. М.: Госстандарт СССР, 1985. 26 с.

4. **Станочные** приспособления: Справочник. В 2 т. / Ред. совет: Б. Н. Вардашкин (пред.) и др. М.: Машиностроение, 1984. 1248 с.

Ve0715.fm Page 60 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

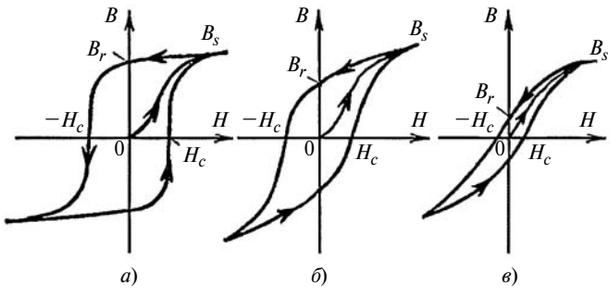


Рис. 1. Петли гистерезиса разных ферромагнитных материалов: *а* — низкоуглеродистые стали 10 и 40; *б* — холоднокатаные стали 27КХ, 49К2ФА или электротехническая сталь марки 1521; *в* — феррит $CuFe_2O_4$ с кубической структурой; B_s — индукция насыщения; B_r — остаточная индукция; H_c — коэрцитивная сила по индукции

превышать периода высшей гармоники входного вибросигнала [1, 4, 9].

При смене полярности магнитного поля в обмотках ВЭ возникают переходные процессы, что вызывает дополнительный фазовый сдвиг между напряженностью H и магнитной индукцией B (см. рис. 2, *б* и 3).

На рис. 3 представлено изменение магнитной индукции B за половину периода переменного магнитного поля напряженностью H, обусловленное наличием гистерезиса в ферромагнитных сердечниках, по амплитуде (ΔB) и фазе ($\Delta\varphi$). Зависимости построены по экспериментальной зависимости скорости течения МРЖ в дроссельных каналах от скорости изменения напряженности управляющего магнитного поля [4, 8].

Остаточная магнитная индукция ферромагнитных сердечников МРТ также влияет на скорость течения МРЖ в индукционных дроссельных каналах — расширяет петлю гистерезиса в зависимости от скорости течения МРЖ в дроссельных каналах и скорости изменения напряженности управляющего магнитного поля [4, 8]. Эти факторы влияют на переходные процессы в магнитной среде при смене полярности внешнего магнитного поля, а следовательно, и на работу гидроопор с МРТ [1—4, 8].

Оценить время переходных процессов в магнитной среде при смене полярности внешнего магнитного поля с учетом гистерезиса в сердечниках МРТ гидроопоры можно, учитывая следующее [9]:

1) при некотором увеличении амплитуды перемагничивающего поля появляется сдвиг φ по фазе между периодическими функциями $H = H_{max}\sin\omega t$ и $B = B_r\sin(\omega t - \varphi)$ (см. рис. 2, *а*, *б* и 3);

2) если остаточная магнитная индукция в сердечнике ВЭ достигает 5 % от первоначальной, то сдвиг φ по фазе между периодическими функциями H и B также будет составлять 5 % или $\Delta\varphi = 0{,}1\pi$ рад = 18°.

Фазовый сдвиг $\varphi = 5$ % между функциями H и B для сигнала возбуждения с частотой $f_в = 20$ Гц при периоде сигнала возбуждения $T_п = 50 \cdot 10^{-3}$ с будет соответствовать задержке

$$t_{з.в} = \frac{\Delta\varphi}{2\pi} T_п = \frac{0{,}1\pi}{2\pi} 50 \cdot 10^{-3} = 2{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ с}.$$

Для сигнала размагничивания с $f_р = 200$ Гц при периоде сигнала размагничивания $T_р = 5 \cdot 10^{-3}$ с фазовый сдвиг $\varphi = 5$ % между H и B будет составлять

$$t_{з.р} = \frac{\Delta\varphi}{2\pi} T_п = \frac{0{,}1\pi}{2\pi} 5 \cdot 10^{-3} = 0{,}25 \cdot 10^{-3} \text{ с}.$$

Данные задержки между функциями H и B переменного электромагнитного поля обусловлены гистерезисными эффектами в ферромагнитных сердечниках ВЭ МРТ. Их необходимо устранять, размагничивая сердечники ВЭ. Остаточную магнитную индукцию следует погасить перед сменой полярности магнитного поля. Для этого применяются электромагнитные поля с относительно высокой (относительно вибросигналов) частотой до 5 кГц. Более высокие частоты для магнитомягких материалов применять нецелесообразно, так как сильнее проявляется скин-эффект, препятствующий проникновению магнитного поля внутрь материала [1, 2, 11]. Поэтому при управлении потоком МРЖ важной задачей является создание магнитных полей с минимальной остаточной магнитной индукцией B_r [1, 2, 4, 9, 8], причем могут иметь место три варианта (см. рис. 1, *а—в*):

вариант 1 — магнитотвердые материалы в сердечниках ВЭ при размагничивании обусловливают высокие энергетические затраты для устранения остаточной магнитной индукции B_r (см. рис. 1, *а*);

вариант 2 (оптимальный) — управление магнитным полем сердечников ВЭ с магнитомягкими материалами с минимальной остаточной индук-

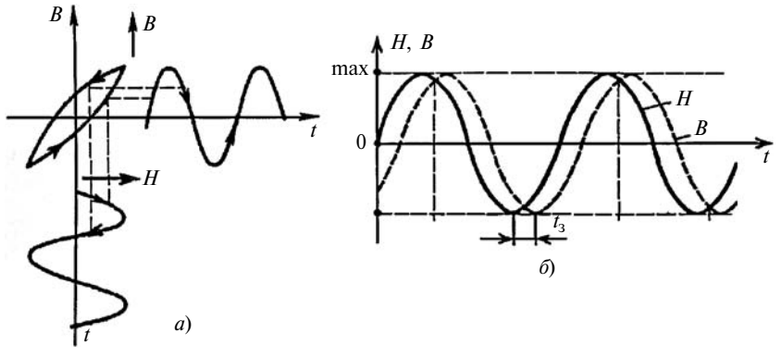


Рис. 2. Гистерезисные эффекты в ферромагнитных сердечниках МРТ: *а* — искажение индукции магнитного поля; *б* — фазовый сдвиг между временными функциями H и B электромагнитного поля

Ve0715.fm Page 61 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

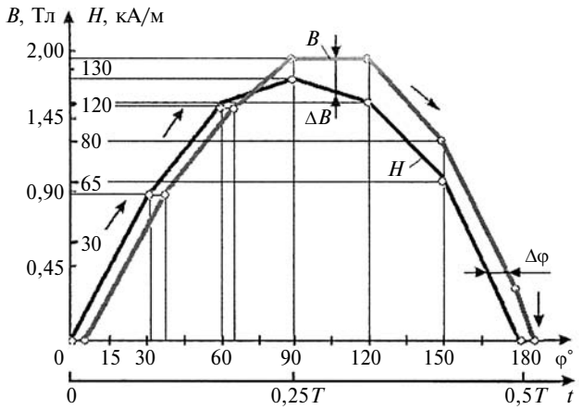


Рис. 3. Зависимости изменения по амплитуде и фазе магнитной индукции *B* и напряженности *H* за половину периода *T* переменного магнитного поля в результате гистерезиса в ферромагнитном сердечнике ВЭ

цией B_r (см. рис. 1, *б*), однако ее также требуется устранить;

вариант 3 — магнитомягкие ферриты с высокой магнитной проницаемостью, с узкой петлей гистерезиса и высокой стоимостью (см. рис. 1, *в*).

В зависимости от назначения гидроопоры с МРТ применяют варианты 1 или 2 [1, 2, 4].

При защите от ударных нагрузок прецизионных высокоточных измерительных преобразователей целесообразно применять третий вариант (см. рис. 1, *в*). Ферриты этого типа имеют намагниченность насыщения 135 кА/м и удельное сопротивление $\rho_0 = 10^4$ Ом · м. Их основной недостаток — высокая стоимость. Если основное назначение гидроопоры с МРТ — защита от вибраций, то оптимальным является вариант 2 с применением сердечников ВЭ из холоднокатаных сталей 27КХ и 49К2ФА или электротехнической стали марки 1521 (см. рис. 1, *б*), применение которых повышает стоимость гидроопоры не более чем на 5 %.

Остаточная намагниченность МРЖ

Гистерезисный эффект, возникающий при течении МРЖ в индукционных дроссельных каналах вследствие остаточной магнитной индукции ферромагнитных сердечников МРТ [2, 4, 8], можно объяснить и разностью объемной концентрации наночастиц МРЖ в индукционных дроссельных каналах МРТ, возникающей при прямом и обратном течениях МРЖ из-за слипания частиц МРЖ и объединения их в кластеры.

Наночастицы МРЖ не сохраняют остаточной намагниченности и не проявляют ферромагнитных свойств после исчезновения внешнего магнитного поля [5, 7, 11], поэтому основной вклад в гистерезисный эффект при течении МРЖ в индукционном дроссельном канале вносит остаточная намагниченность ферромагнитных сердечников ВЭ [4, 8].

Особенностью МРЖ является эффект суперпарамагнетизма [5, 7, 8, 11], который проявляется в особом изменении магнитных свойств наночастиц — при уменьшении их размера ниже критического значения их разбиение на домены становится энергетически невыгодным и полидоменные наночастицы превращаются в однодоменные. Поэтому МРЖ представляют собой систему однодоменных наночастиц с однофазной намагниченностью, если их температура T остается ниже температуры T_c точки Кюри для ферромагнетиков.

В подтверждение несохранения остаточной намагниченности и непроявления ферромагнитных свойств МРЖ после снятия внешнего магнитного поля приведем характерную зависимость удельной намагниченности M от напряженности H магнитного поля для суперпарамагнитных частиц Fe_2O_3, стабилизированных олеиновой кислотой при температуре 293 К [11], которые на рис. 4 приведены в единицах СГСМ: 1 э. м. е. = 10^{-3} А · м^2; 1 эрстед = 1000/(4π) А/м ≈ 79,5774715 А/м; данная система единиц измерения применяется в магнитных исследованиях и является наиболее удобной для описания малых магнитных частиц МРЖ [7].

Анализ зависимости $M(H)$ намагниченности суперпарамагнитных частиц Fe_2O_3 МРЖ от внешнего магнитного поля при температуре 293 К (см. рис. 4) показал, что в данном случае петли гистерезиса нет [11]. Ввиду этого отсутствуют намагниченность насыщения суперпарамагнитных частиц МРЖ и их воздействие на динамику течения МРЖ в индукционном дроссельном канале в зависимости от внешнего магнитного поля, которым можно пренебречь [5, 7, 11].

Намагниченность насыщения концентрированных МРЖ может достигать 500 кА/м в магнитных полях напряженностью 80 кА/м при сохранении их текучести. Она зависит от размера частиц и их концентрации. Увеличение частиц МРЖ ограниченно из-за опасности их слипания в результате большого

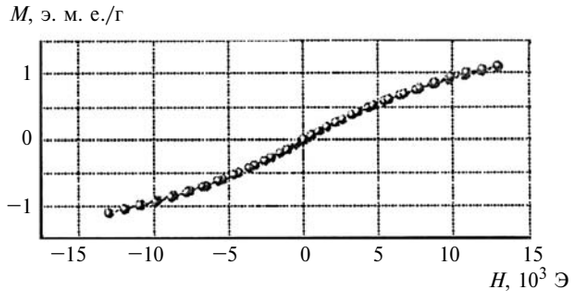


Рис. 4. Зависимость удельной намагниченности *M* от напряженности *H* магнитного поля для суперпарамагнитных частиц Fe_2O_3, стабилизированных олеиновой кислотой, при температуре 293 К [11]

Ve0715.fm Page 62 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

магнитного момента [2, 5, 7]. При исследовании динамики протекания МРЖ в индукционных дроссельных каналах при воздействии внешнего постоянного магнитного поля суперпарамагнитные частицы МРЖ были получены путем осаждения солей двух- и трехвалентного железа в щелочной среде методом Элмора [2]:

$$FeSO_4 \cdot 7H_2O + 2FeCl_3 \cdot 6H_2O + 8NH_4OH = \\ = Fe_3O_4\downarrow + 6NH_4Cl + (NH_4)_2SO_4 + 23H_2O.$$

В качестве жидкости — носителя дисперсной фазы использовали полиэтилсилоксановую феррожидкость ПЭС-20 с наибольшим содержанием дисперсной магнитной фазы — магнетит Fe_3O_4 [концентрация до 0,25 при температуре 20 °С, плотность $\rho = 1{,}26 \cdot 10^3$ кг/м^3, вязкость дисперсионной МРЖ $\eta = 1480 \cdot 10^{-3}$ кг/(м · с)], размеры магнитных частиц составляют 5÷40 нм [2].

Возникновение и разрушение кластеров магнитных наночастиц МРЖ в дроссельных каналах МРТ

Большой интерес вызывают МРЖ, в которых под действием внешнего магнитного поля возникают кластеры из наночастиц (рис. 5, см. обложку) [2, 4, 5, 8]. Их уникальные магнитные свойства проявляются только в том случае, если все магнитные частицы окислов Fe_2O_3 и Fe_3O_4 находятся в суперпарамагнитном состоянии и их размеры составляют 5÷40 нм [2, 11].

При накладывании магнитного поля на дроссельный канал, через который протекает магнитная жидкость на основе Fe_2O_3 и Fe_3O_4 с размерами кластеров до 0,01 мкм, образуются кластерные мембраны, формируемые вдоль линий магнитного поля, которые закрывают канал (рис. 5, *б*, *в*) [2, 8].

Ранее была получена экспериментальная гистерезисная зависимость скорости течения МРЖ в дроссельном канале вышеуказанного состава от напряженности внешнего постоянного магнитного поля [4]. Прекращение течения МРЖ в дроссельном канале возникает только при напряженности внешнего магнитного поля $H = 141$ кА/м [4]. На рис. 5, *б*, *в* кластерные мембраны из магнитных наночастиц Fe_3O_4 полностью перекрывают дроссельный канал. Течение МРЖ в дроссельном канале возобновляется при $H = 101$ кА/м, так как в результате перепада давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ в дроссельном канале кластерные мембраны из Fe_3O_4 разрушаются и канал открывается [2, 8].

Аномальная магнитная вязкость и релаксация МРЖ

Магнитная вязкость — вязкость магнитной рабочей жидкости, в которой под действием внешнего магнитного поля образуются кластеры разной конфигурации, препятствующие движению рабочей жидкости по дроссельным каналам.

Аномальная магнитная вязкость МРЖ в индукционных дроссельных каналах МРТ замедляет переходные процессы при изменении магнитных показателей МРЖ (намагниченности насыщения частиц, магнитной проницаемости и т. д.) Аномальная магнитная вязкость МРЖ в индукционных дроссельных каналах МРТ влияет на время релаксации МРЖ при исчезновении внешнего управляющего магнитного поля [3, 8, 10, 12].

Доменная структура ферромагнетиков, из которых изготовляются магнитные сердечники ВЭ, влияет на релаксацию МРЖ при снятии внешнего магнитного поля в индукционных дроссельных каналах. Это также объясняется остаточной намагниченностью сердечников ВЭ [1, 3, 4, 8, 10].

В сильном магнитном поле частицы МРЖ однодоменной структуры объединяются в кластеры, которые при снятии магнитного поля сохраняют некоторое время свое положение. Поэтому размер доменов и их масса существенно влияют на релаксацию МРЖ. Чем больше размер доменов, тем менее они подвержены релаксации после исчезновения магнитного поля. Следовательно, в этом случае время релаксации МРЖ возрастает. При меньших размерах доменов время релаксации МРЖ сокращается. Кроме того, в индукционных дроссельных каналах МРТ возникает аномальная магнитная вязкость МРЖ, обусловленная остаточной магнитной индукцией ферромагнитных сердечников [2, 3, 10].

МРЖ представляет собой коллоидную систему однодоменных наночастиц с однофазной намагниченностью, если их температура T остается ниже температуры T_c точки Кюри для ферромагнетиков. Слои МРЖ при $T < T_c$, обладая большей магнитной восприимчивостью, способны втягиваться в зоны магнитного поля с большей напряженностью, вытесняя более нагретые слои ($T > T_c$).

При смене полярности внешнего магнитного поля в дроссельных каналах МРТ проявляется обратная намагниченность наночастиц МРЖ, т. е. образование коллоидных частиц (кластеров), которые меняют свою ориентацию при смене полярности внешнего управляющего магнитного поля. При отсутствии магнитного поля не образуются кластеры из коллоидных частиц, т. е. имеет место обратная намагниченность частиц МРЖ, когда требуется изменять полярность внешнего управляющего магнитного поля.

Ферромагнитные однодоменные частицы в коллоиде МРЖ имеют постоянные по величине магнитные моменты [7], направление которых упорядочивает внешнее магнитное поле, а тепловое движение их разориентирует. При нагревании МРЖ выше температуры T_c ее магнитная восприимчивость существенно снижается, что уменьшает ее вязкость [2, 3, 7]. В ферромагнитных однодомен-

ных частицах МРЖ при сохранении их самопроизвольной намагниченности возрастает вероятность тепловых флуктуаций магнитного момента при нагревании МРЖ, в результате возникает хаотическая переориентация момента суперпарамагнитных частиц относительно их кристаллографических осей с характерным временем неелевской релаксации: $\tau_N = \tau_0 \exp(\gamma)$, где γ — эффективная энергия магнитной анизотропии; $\tau_0 = 10^{-9}$ с [7].

Так как диссипация энергии колебаний в данном технологическом процессе вызывает нагревание МРЖ, то с повышением температуры броуновский механизм релаксации начинает преобладать над неелевским механизмом релаксации. Однако в начальный момент, когда рабочая жидкость еще не перегрета и имеет место остаточная магнитная индукция, оба механизма существуют и они равновесны. Как правило, при продолжительной работе гидроопоры всегда преобладает броуновский механизм релаксации [2, 3, 12].

В МРЖ возможна и вращательная диффузия частиц. В этом случае может проявиться броуновский механизм релаксации магнитного момента. При этом преобладание броуновского или неелевского механизма релаксации зависит от соотношения времени релаксации $\tau_р$ и времени вращательной диффузии $\tau_д = 3\upsilon\eta/(kT)$, где υ — конечная скорость коллоидных суперпарамагнитных частиц; $k = 1{,}3807 \cdot 10^{-23}$ Дж/К — постоянная Больцмана.

Время релаксации МРЖ ($\tau_р = 10^{-7} \div 10^{-3}$ с) обусловлено ее магнитной вязкостью и определяется конечной скоростью υ и задержкой образования коллоидных частиц с обратной намагниченностью ($10^{-8} \div 10^{-7}$ с) [3, 7, 8, 12].

Магнитная вязкость МРЖ зависит от примесей, снижающих свободную энергию суперпарамагнитных частиц. При снятии постоянного магнитного поля вязкость МРЖ может увеличиться на порядки, что обусловлено намагничиванием самой МРЖ. При воздействии на МРЖ постоянного магнитного поля ее вязкость увеличивается [2, 3, 7, 12], в переменном магнитном поле возникает эффект уменьшения вязкости МЖ в результате преобладания броуновского механизма разрушения кластеров над неелевским механизмом [7]. Это позволяет реализовать размагничивание сердечников МРТ с помощью переменного магнитного поля для устранения гистерезисных эффектов [8—10].

В зависимости от напряженности внешнего магнитного поля продолжительность переходных процессов в дроссельных каналах может составлять от 10^{-6} до 10 с.

Ввиду аномальной магнитной вязкости исходная намагниченность МРЖ может устанавливаться после выключения управляющего магнитного поля через некоторое время (от 10^{-6} до 10 с).

Влияние внешнего магнитного поля на скорость течения МРЖ в дроссельных каналах МРТ обусловлено двумя факторами: гистерезисным эффектом в ферромагнитных сердечниках ВЭ и остаточной магнитной индукцией МРЖ в дроссельных каналах.

Таким образом, установлено, что остаточная магнитная индукция ферромагнитных сердечников ВЭ МРТ недопустима, так как она изменяет динамику течения МРЖ в индукционных дроссельных каналах, что ухудшает работу гидроопор с МРТ. Устранить гистерезис в сердечниках МРТ возможно только их размагничиванием после возбуждения, что достигается с помощью высокочастотных электромагнитных сигналов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Системы** виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред / Б. А. Гордеев, В. И. Ерофеев, А. В. Синев, О. О. Мугин. М: Физматлит, 2004. 175 с.
2. **Динамика** протекания магнитореологической жидкости в дроссельных каналах при действии магнитных полей / Б. А. Гордеев, В. И. Ерофеев, С. Н. Охулков, А. В. Синев // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 2. С. 95—99.
3. **К вопросу** создания цилиндрического магнитореологического трансформатора в ортогональных магнитных полях / Б. А. Гордеев, В. Г. Маслов, С. Н. Охулков, А. Н. Осмехин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2014. № 2. С. 15—21.
4. **Концепция** управления магнитореологическими трансформаторами в гидроопорах при минимизации потребляемой энергии / Б. А. Гордеев, А. Б. Гордеев, В. И. Ерофеев, С. Н. Охулков. // Вестник машиностроения. 2008. № 8. С. 23—26.
5. **Морозов Н. А., Казаков Ю. Б.** Нанодисперсные магнитные жидкости в технике и технологиях. Иваново: Ивановский гос. энергетический ун-т. 2011. 264 с.
6. **Казаков Ю. Б., Морозов Н. А., Нестеров С. А.** Магнитореологический демпфер с поршневой магнитной системой // Вестник ИГЭУ. Вып. 6. 2012. С. 1—6.
7. **Розенцвейг Р.** Феррогидродинамика. М.: Мир, 1989. 356 с.
8. **Охулков С. Н.** Разработка метода расчета и конструкции магнитореологических трансформаторов гидроопор: Автореф. дис. ... канд. физ.-мат. наук / Нижегородский ГУ им. Н. И. Лобачевского. Н. Новгород. 2011. 21 с.
9. **Оценка** амплитудно-частотных характеристик электромеханического преобразователя с учетом гистерезисных эффектов в его ферромагнитных сердечниках / Б. А. Гордеев, А. Н. Осмехин, С. Н. Охулков, В. Г. Титов // Вестник ИГЭУ. Вып. 5. 2013. С. 54—58.
10. **Устранение** гистерезисных эффектов в ферромагнитных сердечниках электромеханических преобразователей гидравлических виброопор / Б. А. Гордеев, А. Н. Осмехин, С. Н. Охулков, А. С. Плехов // Вестник ИГЭУ. Вып. 5. 2013. С. 64—68.
11. **Чеканова А. Е.** Биосовместимые магнитные наноматериалы на основе оксида железа (III): Автореф. дис. ... канд. хим. Наук / МГУ им. М. В. Ломоносова. Москва. 2008. 23 с.
12. **On Developing** a Magneto-rheological Transformer That Operates in Orthogonal Magnetic Fields / B. A. Gordeev, G. V. Maslov, S. N. Okhulkov, A. N. Osmekhin // USA. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2014. V. 43. N. 2. P. 99—103.

Ve0715.fm Page 64 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 621.921.34:621.7.044.2

Г. Г. ВИНОКУРОВ, Н. Ф. СТРУЧКОВ, кандидаты технических наук (Институт физико-технических проблем Севера им. В. П. Ларионова СО РАН, г. Якутск), О. Н. ПОПОВ, канд. техн. наук (Северо-Восточный федеральный университет им. М. К. Аммосова, г. Якутск), e-mail: g.g.vinokurov@iptpn.ysn.ru

Построение опорных кривых профиля поверхностей трения износостойких порошковых покрытий

Расчетно-экспериментальным методом исследованы опорные кривые профилей поверхностей трения порошковых износостойких покрытий с модифицирующими добавками. Расчет выполнен на основании гипотез о нормальном и биномиальном распределении относительных координат профиля.

Ключевые слова: порошковое покрытие, трение скольжения, износ, поверхность трения, опорная кривая профиля, статистическое моделирование.

The bearing profile curves of friction surfaces of powder wear resistance coatings with modifying agents are investigated by calculative-experimental method. The analysis is performed on the base of hypotheses about normal and binomial distribution of profile coordinates.

Keywords: powder coating, sliding friction, wear, friction surface, bearing profile curve, statistical modeling.

Для восстановления и упрочнения деталей широко применяют газотермические технологии нанесения износостойких порошковых покрытий — плазменное и газопламенное напыление, электродуговую металлизацию и др. [1—3]. В качестве износостойких покрытий используют промышленные самофлюсующиеся сплавы на никелевой или кобальтовой основе и их смеси с неорганическими модификаторами, которые обеспечивают образование упрочняющих фаз и улучшают структуру покрытия. Порошковые покрытия имеют большую неоднородность, слоистое строение и пористость, обусловленные применением высокоэнергетических технологий при их формировании: за короткий промежуток времени ($10^{-3} \div 10^{-5}$ с) происходит высокотемпературное нагревание (до температуры плавления) и высокоскоростное охлаждение порошкового материала.

Структура и физико-механические свойства порошковых покрытий определяют износостойкость обработанной поверхности деталей [3, 4]. Необходимо также знать, как износостойкое порошковое покрытие ведет себя при трении скольжения, так как в этом случае изнашивание зависит от фактической площади контакта, которая определяется текущим состоянием микрогеометрии поверхности трения. Случайно формируемая структура порошкового покрытия существенно влияет на микрогеометрию поверхности трения.

Микрогеометрия поверхности формируется в процессе усталостного разрушения при трении скольжения с упругопластическим деформированием микронеровностей [5—7]. При контакте поверхностей под нагрузкой первыми взаимодействуют участки профиля с наибольшей суммой высот противолежащих выступов, т. е. контакт имеет дискретный характер. При повышении нагрузки увеличивается и фактическая площадь контакта, определяющая процесс трения.

Одним из основных параметров микрогеометрии при установлении фактической площади контакта является опорная кривая профиля поверхности, характеризующая распределение материала в шероховатом поверхностном слое. Кривую можно получить по данным профилометрирования отрезка, длина которого значительно меньше периода макроскопических волн, что позволяет исключить волнистость поверхности трения. Все параметры рассчитываются относительно базовой линии — средней линии, соответствующей номинальному профилю, которая проводится так, что среднеквадратическое отклонение профиля в пределах базовой длины будет минимальным. Опорная кривая профиля представляет собой функцию, равную суммарной длине отрезков, вырезаемых профилем от прямой, проходящей параллельно средней линии на расстоянии z от нее. Для наглядности при сравнении профилей используют нормированную опорную кривую tp, которая строится в безразмерных координатах.

Цель настоящей работы — установить закономерности формирования опорной кривой профиля поверхности износостойких покрытий с модифицирующими добавками при трении скольжения.

В работе профилометрическим способом исследовали опорные кривые поверхности трения покрытий из порошковой проволоки с тугоплавкими добавками Al_2O_3, разработанных в Институте физико-технических проблем Севера им. В. П. Ларионова СО РАН (г. Якутск) [8]. Для испытаний на износ покрытия наносили на боковую поверхность дисков в промышленной установке электродуговой металлизации ЭДУ-500С. Испытания проводили на машине СМЦ-2 при сухом трении по схеме "диск — колодка" при нагрузке 735 Н и частоте вращения вала 5 $с^{-1}$. В качестве образцов использовали диски диаметром 0,05 м и высотой 0,01 м с порошковым покрытием толщиной до 0,001 м. Износ определяли весовым методом. Контртелом служили колодки из закаленной стали ШХ15. В режиме приработки измерения проводи-

Ve0715.fm Page 65 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

ли через 1500 циклов трения, в режиме установившегося — через 4500 циклов. При выбранной схеме трения один цикл соответствовал пути трения, равному $1{,}96 \cdot 10^{-2}$ м.

При трении скольжения на поверхности материала образуются характерные борозды в направлении трения, которые на поперечной профилограмме отображаются в виде впадин [5—7]. Поэтому для исследования опорной кривой поверхности трения целесообразно изучить ее профилограммы, перпендикулярные к пути трения. Профилометрию поверхности трения покрытий проводили на четырех маркированных, диаметрально противоположных участках с помощью профилометра SJ-201P фирмы Mitutoyo (Япония) через каждые 4500 циклов трения. Измеряли поперечный к пути трения профиль поверхности покрытия на каждом из четырех участков с базой 4 мм по 8000 точек. Профилометр SJ-201P автоматически выравнивает профиль поверхности путем фильтрации сигнала датчика, поэтому обрабатывали сглаженные профилограммы поверхности трения порошковых покрытий. Экспериментальные опорные кривые профиля получены математической обработкой профилограмм в Excel с усреднением данных по всей поверхности покрытия.

Опорные кривые поперечного профиля износостойких порошковых покрытий при нормальном распределении координат. На рис. 1, *а* (см. обложку) приведены характерные экспериментальные опорные кривые для покрытия из порошковой проволоки с тугоплавкими добавками Al_2O_3 в зависимости от числа N циклов трения и относительной координаты x профиля. Данные получены усреднением опорных кривых для четырех маркированных участков поверхности трения покрытия. Опорная кривая незначительно изменяется по пути трения, наблюдается небольшой статистический разброс данных.

В трибологии известна методика расчета опорной кривой [5—7], которая основана на том, что координаты профиля равновесной поверхности трения распределены по нормальному закону, тогда опорную кривую можно вычислить по формуле [7]

$$tp = \frac{1}{2}\left[1 - \Phi\left(\frac{1-2x}{2\sigma}\right)\right], \qquad (1)$$

где $x = z/R\max$ — безразмерная координата профиля; σ — нормированное стандартное отклонение профиля; $R\max$ — наибольшая высота неровностей; Φ — функция Лапласа.

На рис. 1, *б* (см. обложку) приведены рассчитанные по формуле (1) опорные кривые поверхности данного износостойкого покрытия. Здесь нормированное стандартное отклонение и наибольшая высота неровностей определены по профилометрическим данным. Такое сопоставление возможно только для равновесной микрогеометрии поверхности трения, т. е. при большом пути трения (в данном случае 54 000 циклов или 3 ч испытаний). Сопоставление экспериментальных и расчетных данных (см. рис. 1) показало их удовлетворительное совпадение, однако наблюдается бóльшая сглаженность расчетных результатов. Это обусловлено тем, что в формуле (1) учитывается только стандартное отклонение равновесной поверхности трения, которое само является усредненной величиной.

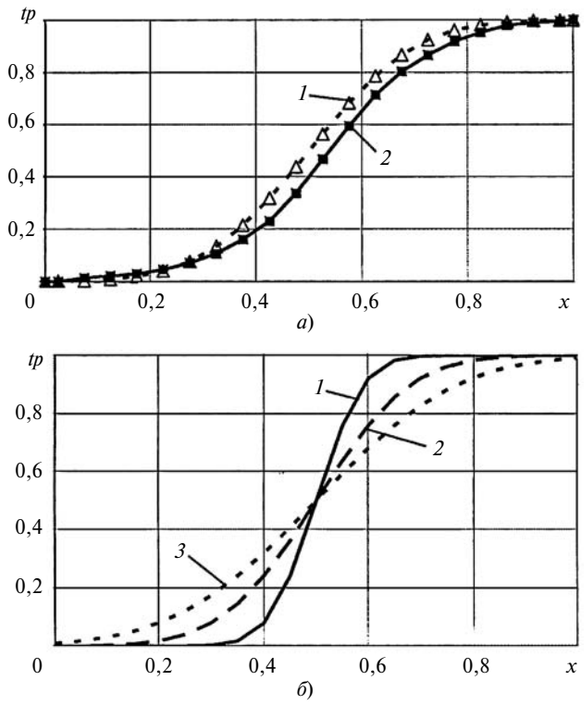


Рис. 2. Опорные кривые профиля поверхности трения порошкового покрытия:
а — эксперимент (*1*) и расчет (*2*) при $N = 54\,000$ циклов; *б* — теоретические зависимости при стандартном отклонении $\sigma = 0{,}1$ (*1*), 0,2 (*2*) и 0,3 (*3*)

Подробнее сопоставление экспериментальных и расчетных данных опорных кривых поверхностей трения порошковых покрытий рассмотрим в предположении нормального распределения относительных координат профиля.

На рис. 2, *а* приведены опорная кривая (*1*) профиля поверхности износостойкого покрытия, рассчитанная по формуле (1), и усредненная экспериментальная опорная кривая (*2*). Их сравнение для равновесной микрогеометрии поверхности при одинаковом пути трения (54 000 циклов) показало, что отличие не превышает 25 % для всей области [0; 1] определения функции.

При нормальном распределении координат профиля единственным параметром функции опорной кривой является нормированное стандартное отклонение σ профиля. Расхождение эксперимен-

тальных и расчетных данных опорных кривых обусловлено не ошибкой экспериментального определения параметра σ, а тем, что при $x = 1/2$ функция Лапласа обращается в нуль и тогда $tp = 1/2$, т. е. не зависит от параметра σ. Для представления данной закономерности на рис. 2, *б* приведены опорные кривые, рассчитанные по формуле (1) при разных значениях σ. При увеличении нормированного стандартного отклонения профиля область изменения функции опорной кривой расширяется и наоборот. При этом точка с координатами $x = 1/2$ и $tp = 1/2$ опорных кривых остается неизменной. Если экспериментальная опорная кривая не проходит через данную точку (см. рис. 2, *а*), то невозможно повысить точность расчетов по формуле (1), которая имеет единственный параметр σ для сопоставления с данными профилометрирования.

Таким образом, для установления причины расхождения экспериментальных и расчетных данных опорных кривых профиля необходимо проанализировать расчетную формулу (1), полученную в предположении нормального распределения координат профиля поверхности трения. Разница экспериментальных и расчетных результатов обусловлена, возможно, отклонением распределения координат профиля покрытия от нормального закона.

Ранее авторами была разработана биномиальная модель изнашивания сечения порошковых покрытий при трении скольжения [9], в которой показано, что распределение координат поперечного профиля поверхности трения порошковых покрытий может отличаться от нормального, т. е. оно может описываться более общим биномиальным распределением. Дело в том, что по теореме Муавра — Лапласа биномиальное распределение при больших значениях параметров испытаний (в данном случае пути трения) переходит в нормальное распределение [9, 10], т. е. биномиальное распределение является более общим и опорные кривые профиля поверхностей трения необходимо рассчитывать с учетом данного распределения координат профиля.

Следовательно, для более точного расчета опорной кривой необходимо учитывать отклонение от нормального распределения и несимметричность распределения координат профиля износостойкого порошкового покрытия, т. е. формула будет отличаться от формулы (1). Для ее получения рассмотрим несколько подробнее биномиальную модель.

Биномиальная модель изнашивания порошковых покрытий при трении скольжения. Для описания опорных кривых поверхности трения покрытий использовали элементарную модель макроструктуры порошковой среды на основе матричной вероятностно-геометрической системы частиц, предложенную для моделирования изнашивания порошковых покрытий и материалов при трении скольжения в работе [9]. Простота предлагаемой матричной системы позволяет рассматривать практически неограниченную порошковую среду, тогда как более сложные трехмерные модели допускают описание взаимодействия частиц только до нескольких десятков тысяч.

Поскольку сопротивление разрушению порошковой среды определяется, в основном, когезией частиц, то для учета случайного характера макроструктуры при трении скольжения необходимо установить ее связь с вероятностью удаления отдельной частицы с поверхности трения. Предположили, что в модели удаление частиц с поверхности трения при установившемся изнашивании является испытанием Бернулли: первое событие — частица удаляется с поверхности порошкового покрытия; второе событие — частица не удаляется (дополнительно к первому событию). Так как удаления частиц — события независимые, которые повторяются при испытании, то вероятность удаления с поверхности трения k частиц будет соответствовать биномиальному распределению (закон Бернулли):

$$P_l(k) = \frac{l!}{k!(l-k)!} p^k (1-p)^{l-k}, \qquad (2)$$

где p — вероятность удаления частиц порошкового покрытия со всей поверхности трения, определяется размерами матрицы вероятностно-геометрической системы; l — общее число испытаний Бернулли [9, 10].

В предложенной модели выражение (2) описывает распределение линейного износа поперечного сечения поверхности трения порошкового покрытия при числе l испытаний, соответствующих пути трения. Согласно теореме Муавра — Лапласа при $l \to \infty$ биномиальное распределение (2) стремится к нормальному распределению [10], что соответствует известной в трибологии закономерности распределения координат профиля равновесной поверхности трения. Таким образом, модель (2) описывает профиль поверхности при поперечном пути трения. В выражении (2) линейный износ и получаемые результаты задаются в безразмерном виде, но согласно выбранной вероятностно-геометрической системе их можно перевести в значения, имеющие размерность [9].

Опорные кривые поперечного профиля износостойких порошковых покрытий при биномиальном распределении координат. В данной работе получено аналитическое выражение для опорной кривой в нормированных координатах при биномиальном распределении координат профиля.

Пусть дискретная случайная величина — k-я координата профиля, распределена по биномиальному закону (2). После несложных расчетов получим выражение для опорной кривой поперечного

Ve0715.fm Page 67 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

профиля износостойкого порошкового покрытия в виде:

$$tp = 1 - I_{1-p}[l - (1 - x)R\max,\ (1 - x)R\max + 1], \quad (3)$$

где $I_z = \dfrac{B_z(a, b)}{B(a, b)}$ — отношение бета-функций; $B(a, b) = \int_0^1 t^{a-1}(1 - t)^{b-1}\mathrm{d}t$ — полная бета-функция; $B_z(a, b) = \int_0^z t^{a-1}(1 - t)^{b-1}\mathrm{d}t$ — неполная бета-функция.

Для сравнения расчетов по формулам (1) и (3) на рис. 3 приведены опорные кривые, полученные при $\sigma = 0{,}2$. Видно, что для опорной кривой с биномиальным распределением координат профиля так же соблюдаются граничные условия: $tp = 0$ при $x = 0$ и $tp = 1$ при $x = 1$, но результаты существенно отличаются. Поэтому формула (3) для опорной кривой профиля порошкового покрытия требует теоретического анализа с учетом влияния параметров p и l.

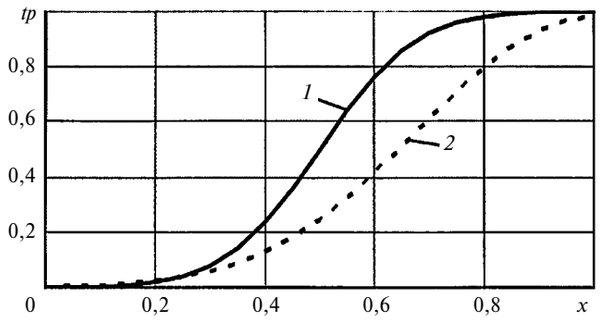


Рис. 3. Теоретические опорные кривые профиля поверхности трения порошкового покрытия при нормальном (*1*) и биномиальном (*2*) распределениях относительных координат

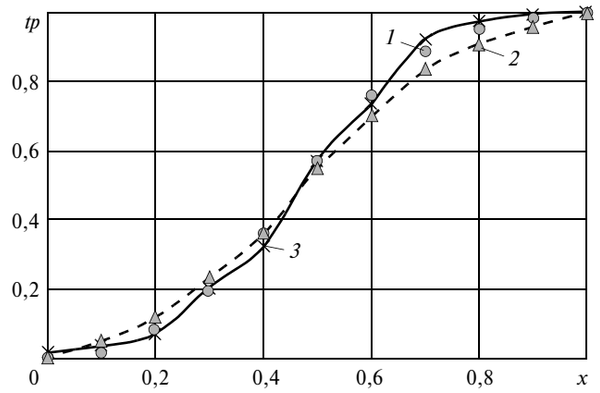


Рис. 4. Опорные кривые профиля поверхности трения порошкового покрытия при *N* = 63 000 циклов:
1 — эксперимент; *2* — расчет по формуле (3); *3* — расчет по формуле (1)

Теоретические значения параметров опорной кривой

Участок	σ	*M*	*p*	*l*
1	2,45	7,04	0,15	48
2	2,74	7,87	0,04	183
3	2,03	7,85	0,47	17
4	1,83	5,19	0,36	15

Рассмотрим подробнее сопоставление теоретической опорной кривой с экспериментальными данными при биномиальном распределении координат профиля по формулам (2) и (3).

Для расчета теоретической опорной кривой по формуле (3) используем метод моментов математической статистики: с учетом выбранной вероятностно-геометрической системы сопоставить экспериментальные и теоретические значения математического ожидания M и среднеквадратического отклонения σ [9]. Далее по теоретическим значениям M и σ определим параметры p и l по уравнениям [10]:

$$\left.\begin{aligned} M &= lp; \\ \sigma &= \sqrt{lp(1-p)}. \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

По формулам (3) и (4) рассчитаны теоретические опорные кривые для четырех участков поверхности электрометаллизационного износостойкого покрытия с тугоплавкими добавками Al_2O_3 из порошковой проволоки. Экспериментальные опорные кривые получены также математической обработкой профилограмм покрытия. Значения теоретических параметров M, σ, p и l профилей для четырех противоположных участков покрытия, полученные математической обработкой экспериментальных профилограмм по формулам (4), приведены в таблице.

На рис. 4 приведены усредненные нормированные опорные кривые участков покрытия, рассчитанные по нормальному и биномиальному законам распределения. Наблюдается удовлетворительное совпадение сглаженных кривых. Отсутствие полного совпадения объясняется отличием реального распределения высот профиля поверхности от теоретического распределения вероятностей (биномиального и нормального законов) и погрешностью определения M и σ, получаемых статистическим методом.

Результаты сопоставляли для больших путей трения, что и объясняет удовлетворительное совпадение расчетных данных. Актуальным остается исследование опорных кривых поверхности покрытия на этапе приработки. Так как выражение (1) получено в предположении нормального распределения координат профиля (для равновесной поверхности трения при большом пути трения), то на этапе приработки можно использовать только формулу (3).

Ve0715.fm Page 68 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 621.793.184

А. М. СМЫСЛОВ, д-р техн. наук, А. А. БЫБИН, канд. техн. наук, С. С. ДАУТОВ (УГАТУ, г. Уфа),
e-mail: ssdautov@gmail.com

Исследование высокотемпературной газовой коррозии интерметаллидного сплава TNM–B1

Исследованы особенности газовой коррозии интерметаллидного сплава TNN-B1 на основе алюминида титана при температуре 800 °С в разных коррозионных средах, состав и структура коррозионного слоя. Получены зависимости скорости коррозии от времени воздействия. Установлено, что при максимальной рабочей температуре сплав имеет низкую жаростойкость.

Ключевые слова: интерметаллидный сплав, алюминид титана, высокотемпературная газовая коррозия, жаростойкость.

The features of gas corrosion of TNN-B1 intermetallic alloy on the base of titanium aluminide at 800 °C temperature in various corrosion environments, the composition and the structure of the corroded layer are investigated. The dependencies of corrosion rates from exposure time are obtained. It is determined, that the alloy has low heat resistance at maximum operating temperature.

Keywords: intermetallic alloy, titanium aluminide, high-temperature gas corrosion, heat resistance.

На ресурс лопаток турбины авиационного двигателя наряду с высокими механическими и термическими нагрузками значительное влияние оказывает газовая коррозия [1], которая в большинстве случаев протекает при высоких температурах. Обязательное условие ее проявления — присутствие в окружающей среде таких агрессивных элементов, как S, V, Cl, C, O и другие [2], и их соединений, попадающих в газовый тракт двигателя в виде продуктов сгорания авиационного топлива, а также с частицами пыли и песка [3]. В таких условиях практически все материалы газовых турбин повреждаются сульфидно-оксидной коррозией и быстро выходят из строя [2].

Используемые в настоящее время в конструкциях современных ГТД интерметаллидные сплавы на основе Ti и Al обеспечивают снижение массы двигателя, но не обладают требуемым сопротивлением высокотемпературной газовой коррозии [4].

Цель работы — изучение влияния условий высокотемпературной газовой коррозии на ресурс лопаток из интерметаллидного титан-алюминиевого литейного сплава TNM-B1.

Исследовали плоские образцы размерами $8\times8\times4$ мм, которые перед испытаниями механически обрабатывали до получения параметра шероховатости поверхности $Ra \approx 0{,}8$ мкм. Высокотемпературное окисление образцов осуществляли на спокойном воздухе в печи Naberhterm N60E (Германия) при температуре $T = 800$ °С в течение $t = 1050$ ч. Испытание на высокотемпературную коррозию проводили по методике [3] с нанесением слоя синтетической золы при $T = 800$ °С и времени выдержки до $t = 500$ ч. Через каждые 50÷100 ч экс-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 64)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хасуи А., Моригаки О.** Наплавка и напыление. М.: Машиностроение, 1985. 240 с.
2. **Бороненков В. Н., Коробов Ю. С.** Основы дуговой металлизации. Физико-химические закономерности. Екатеринбург: Уральский университет, 2012. 268 с.
3. **Нанесение** покрытий плазмой / В. В. Кудинов, П. Ю. Пекшев, В. Е. Белащенко и др. М.: Наука, 1990. 408 с.
4. **Тушинский Л. И., Плохов А. В.** Исследование структуры и физико-механических свойств покрытий. Новосибирск: Наука, 1986. 200 с.
5. **Справочник** по триботехнике / Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. Т. 1. Теоретические основы. М.: Машиностроение, 1989. 400 с.
6. **Мур Д.** Основы и применения трибоники. М.: Мир, 1978. 488 с.
7. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
8. **Пат. 2048273 Рос. Федерации.** Порошковая проволока для получения покрытий.
9. **Vinokurov G., Popov O.** Statistical approashes to describe the macrostmcture formation and wear of powder coatings and materials obtained by high-energy metods / Moscow: Academia Publishers, 2013. 160 p.
10. **Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В.** Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений. М.: Наука, 1965. 512 с.

Ve0715.fm Page 69 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

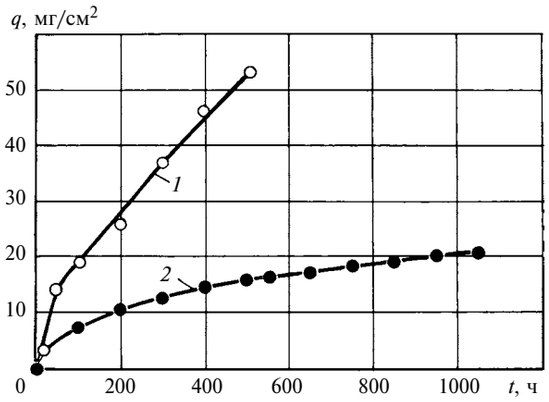


Рис. 1. Результаты гравиметрических испытаний образцов с золой (*1*) и на воздухе (*2*)

позиции образцы взвешивали на аналитических весах Mettler Toledo (Швейцария) с точностью 0,01 мг и возобновляли слой золы.

Микроструктуру образцов изучали на растровом электронном микроскопе JSM-6490LV (Япония). Изменение элементного состава по глубине коррозионного слоя оценивали на основании результатов микрорентгеноспектрального анализа (МРСА) с использованием системы регистрации рентгеновского излучения Oxford Instruments (США). При выполнении МРСА применяли картирование для оценки распределения элементов на определенной площади исследуемого сечения. Для подготовки образцов к растровой микроскопии и МРСА использовали прибор CSM Calotest (Швейцария).

На рис. 1 приведены зависимости удельной массы q образцов от времени t выдержки при наличии и отсутствии на их поверхности слоя синтетической золы. Зависимость *1* для образца с золой располагается значительно выше и характеризуется бóльшим углом наклона относительно зависимости *2* для образца без золы. Больший угол наклона и быстрый рост зависимости *1* свидетельствуют об ускорении коррозионных процессов (окислении) на поверхности интерметаллидного сплава в присутствии синтетической золы по сравнению с его окислением на спокойном воздухе без золы. Для анализируемых зависимостей характерны два участка, соответствующие этапу начальной коррозии и этапу равномерного увеличения коррозионного слоя. Переход от первого этапа ко второму происходит в течение 400÷450 ч и 80÷100 ч для образцов соответственно без золы и с золой. Отметим, что увеличение коррозионного слоя от времени выдержки на начальном этапе определяется степенной зависимостью вида $q = k_1 t^{\beta}$, а на этапе равномерного увеличения — линейной зависимостью вида $q = b + k_2 t$, где t — время выдержки; k_1, k_2 и b — коэффициенты; β — показатель степени (табл. 1). Анализ данных показал, что коэффициенты k_1 и k_2, характеризующие скорость коррозии, с повышением агрессивности среды увеличиваются в 4 и 9 раз соответственно, что свидетельствует об интенсификации коррозионных процессов.

Для установления механизма коррозионных процессов, протекающих при исследуемой температуре испытания образцов с золой и без золы, был проведен их металлографический анализ после термоэкспозиции. На рис. 2 приведены микроструктуры образцов интерметаллидного сплава, а на рис. 3 — концентрации C элементов по глубине h коррозионного слоя после выдержки. Видно, что структуры коррозионного слоя обеих групп образцов имеют три зоны, толщина которых приведена в табл. 2. При меньшем в 2 раза времени t выдержки толщина коррозионного слоя на образце с золой всего на 1,5 мкм меньше, чем на образце без золы при той же температуре экспозиции.

Анализ структуры коррозионного слоя показал некоторые различия химического состава зон, образовавшихся при испытаниях. В коррозионном слое образцов без золы присутствуют все три зоны: верхняя состоит преимущественно из TiO_2 с небольшим количеством оксидов Al_2O_3; средняя — слой, состоящий в основном из оксидов алюминия; нижняя зона по составу аналогична верхней зоне с дополнительным содержанием легирующих элементов. Для образцов с золой характерно скалывание верхней зоны слоя в процессе испытаний. Данные о ее химическом составе были получены путем анализа частиц, отколовшихся с поверхности образца. Для средней зоны, кроме высокого содержания оксидов алюминия, характерно наличие

Таблица 1

Условия испытания	Этап окисления	Параметры			
		k_1	β	k_2	b
T = 800 °С, без золы/ с золой	Начальный	0,7/2,8	0,5/0,4	—/—	—/—
	Равномерного увеличения коррозионного слоя	—/—	—/—	0,01/0,09	10,7/9,8

Таблица 2

Температура	Толщина h коррозионного слоя зоны, мкм		
	верхней	средней	нижней
T = 800 °С	1,0/1,0	3,5/5,0	8,0/5,0

Примечание. В числителе приведены данные для образцов без золы при t = 1054 ч, в знаменателе — для образцов с золой при t = 500 ч.

Ve0715.fm Page 70 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

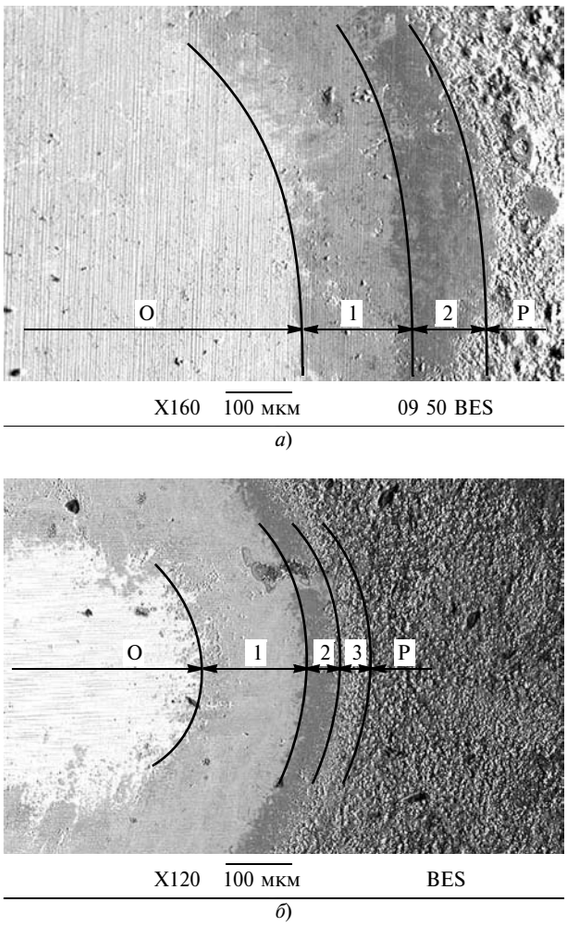


Рис. 2. Структура поверхности образцов после выдержки с золой (*а*) и на воздухе (*б*):
О — основной материал образца; *1*, *2* и *3* — зоны соответственно нижняя, средняя и верхняя; Р — поверхность образца, совпадающая по составу с ближайшей к ней зоной оксидного слоя

таких компонентов золы, как соединения кальция и натрия. Нижняя зона содержит максимум соединений серы и легирующий элемент — молибден.

Для разработки моделей коррозионного воздействия среды на интерметаллидный сплав дополнительно исследовали образцы с золой при $t = 3$ и 20 ч и $T = 800$ °С. Для модельных образцов и образцов, испытанных при $t = 500$ ч, был выполнен микрорентгеноспектральный анализ в режиме картирования (рис. 4 и 5).

Анализ полученных результатов показал, что на начальном этапе окисления на поверхности материала образуется пленка оксидов, структура которой аналогична структуре пленки, сформировавшейся при окислении на воздухе образцов без золы. Это можно объяснить тем, что активность кислорода в среде выше активности серы. Кроме того, изобарно-изотермические потенциалы образования оксидов титана и алюминия выше потенциалов образования сульфидов [3].

На ранних стадиях коррозии наблюдается одновременное поступление серы из золы в нижнюю зону оксидной пленки и встречная диффузия алюминия из этой зоны к поверхности. В результате внутренняя зона оксидной пленки обедняется алюминием с образованием в ней сульфидов молибдена и ниобия, максимальная концентрация которых также наблюдается в этой зоне. Слой с пониженной концентрацией алюминия присутствует на всех образцах, но его толщина h увеличивается с 1,5 до 4 мкм при увеличении времени t выдержки с 20 до 500 ч.

Диффузия алюминия к поверхности приводит к формированию промежуточной зоны, обогащенной оксидом алюминия. Концентрация алюминия в данной зоне относительно титана постепенно повышается с увеличением времени выдержки и достигает максимума при $t = 500$ ч. Указанные процессы приводят к диффузии титана к границе раздела "оксидная пленка — среда" с образованием наружной зоны оксидной пленки преимущественно из оксида титана. Отметим, что наружный оксидный слой имеет крайне низкие адгезионные свойства. На образцах, выдержанных в течение $t = 20$ и 500 ч, такой слой отсутствует, так как с уве-

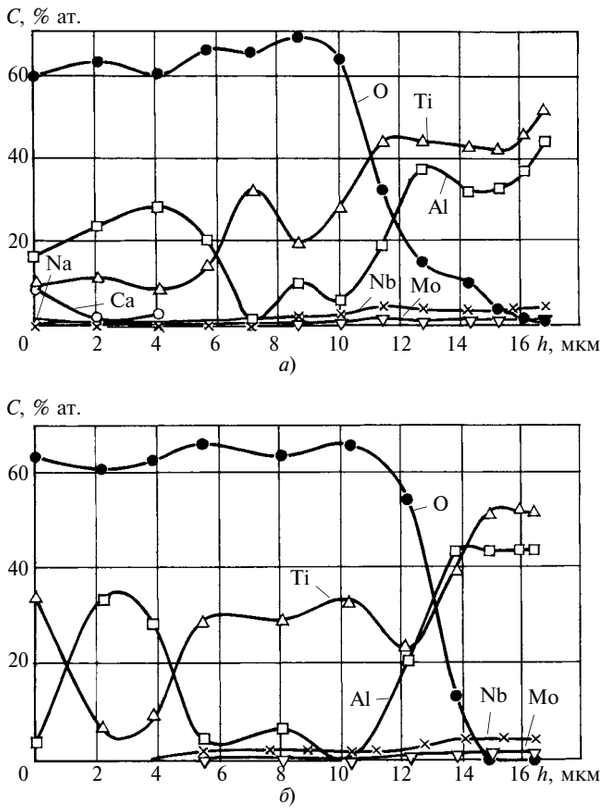


Рис. 3. Концентрация *C* элементов O, Ni, Al, Nb, Mo, Ca и Na по глубине *h* коррозионного слоя после выдержки *t* образцов с золой (*а*) и без золы (*б*)

Ve0715.fm Page 71 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

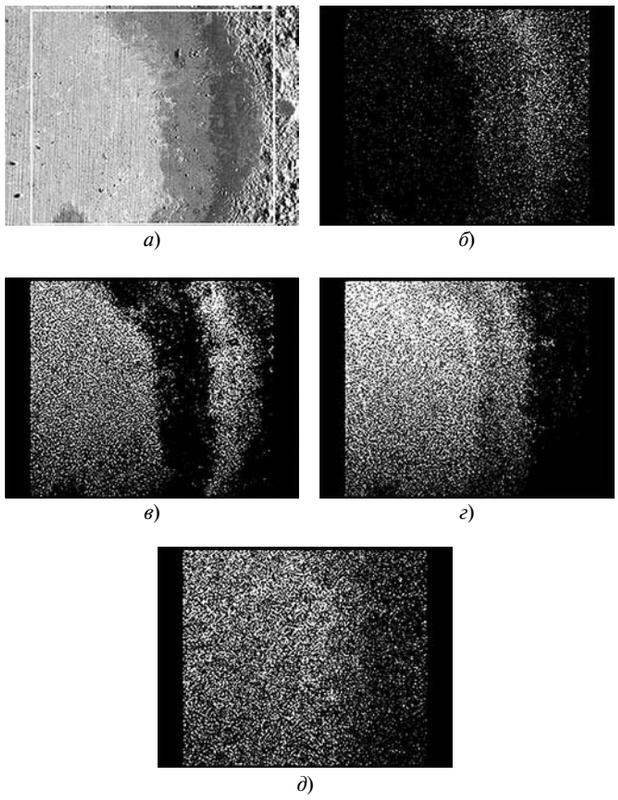


Рис. 4. Структуры поверхностного слоя образцов с золой — исходная (*а*) и с концентрацией *C* элементов O (*б*), Al (*в*), Ti (*г*) и Mo (*д*) после выдержки *t* = 500 ч

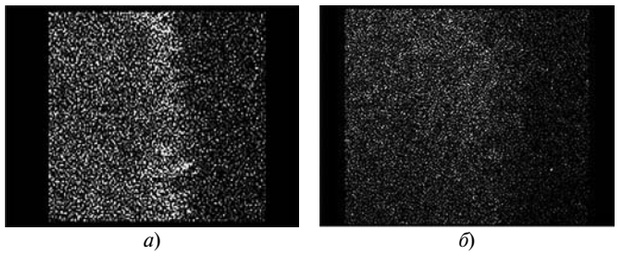


Рис. 5. Распределение концентрации C_S серы в поверхностном слое при выдержке *t* = 3 (*а*) и 500 ч (*б*)

личением его толщины в результате накопления внутренних напряжений он разрушается при охлаждении.

Одновременно с образованием оксидной пленки происходит растворение в ней серы, образовавшейся при диссоциации сульфата натрия. Растворение происходит путем заполнения ионами серы вакантных мест в кристаллической решетке оксида и замещения в ней ионов кислорода, что приводит к увеличению диффузионного потока катионов к границе "оксидная пленка — среда" и, как следствие, увеличению скорости коррозии [3]. С повышением концентрации серы в приповерхностной зоне начинается образование сульфидов титана, молибдена и алюминия на границе "оксидная пленка — металл". Так как скорость диффузии катионов через сульфиды выше, чем через оксиды, то это также ускоряет коррозию.

На следующем этапе по мере увеличения толщины оксидной пленки снижается парциальное давление серы и происходит превращение сульфидов в оксиды по реакции $MeS + O_2 \rightarrow MeO + SO_2$. Образовавшийся диоксид серы, диффундируя в глубь материала, вновь вступает в реакцию с металлом. О таком перераспределении серы свидетельствуют результаты картирования образцов с золой, выдержанных в течение 3 и 500 ч (см. рис. 5). Видно, что распределение серы при $t = 500$ ч выдержки более равномерное и область ее повышенной концентрации, характерная для образца после 3 ч выдержки, отсутствует.

Кроме сульфата натрия на высокотемпературную коррозию значительное влияние оказывает оксид ванадия V_2O_5 [5], который как переносчик кислорода ускоряет образование оксидов (коррозию) по схеме:

$$V_2O_5 + Me \rightarrow 2MeO + V_2O_3 \rightarrow$$
$$\rightarrow V_2O_3 + O_2 \rightarrow V_2O_5.$$

Таким образом, соединения серы и ванадия, присутствующие в синтетической золе, ускоряют коррозию интерметаллидного сплава, участвуя в процессе в качестве катализаторов.

Выводы

1. Интерметаллидный сплав TNM-B1 характеризуется низкой стойкостью к высокотемпературной газовой коррозии.

2. Скорость коррозии сплава в 9 раз выше скорости его окисления на воздухе при одной и той же температуре.

3. При высокотемпературной газовой коррозии на поверхности сплава формируется слой из оксидов титана и алюминия, в котором присутствуют сульфиды молибдена и ниобия, ускоряющие его коррозию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Каблов Е. Н.** Литые лопатки газотурбинных двигателей. М.: МИСиС, 2001. 632 с.

2. **Гецов Л. Б.** Материалы и прочность деталей газовых турбин. М.: Недра, 1996. 591 с.

3. **Никитин В. И.** Коррозия и защита лопаток газовых турбин. Л.: Машиностроение, 1987. 272 с.

4. **Appe F., Oehring M.** Gamma Titanium Aluminide Alloys // Science and Technology, NJ: Wiley-VCH. 2011. 745 p.

5. **Коровин Н. В.** Общая химия. М.: Высшая школа, 1998. 559 с.

Ve0715.fm Page 72 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 621.762.27

Е. В. АГЕЕВА, канд. техн. наук, Е. В. АГЕЕВ, д-р техн. наук, Е. А. ВОРОБЬЕВ (Юго-Западный ГУ, г. Курск), e-mail: ageev_ev@mail.ru

Анализ формы и морфологии частиц порошка, полученного из вольфрамсодержащих отходов электроэрозионным диспергированием в керосине[1]

Представлены результаты исследования формы и морфологии частиц порошка, полученного из отходов быстрорежущей стали Р6М5 электроэрозионным диспергированием в керосине.

Ключевые слова: отходы быстрорежущих сталей, электроэрозионное диспергирование, порошок, форма, морфология.

The results of investigation of shape and morphology of powder particles, obtained from P6M5 high-speed steel wastes by electroerosion dispersion in kerosene are presented.

Keywords: high-speed steel wastes, electroerosion dispersion, powder, shape and morphology.

В 1943 г. Б. Р. Лазаренко и Н. И. Лазаренко предложили использовать электрическую эрозию для получения высокодисперсных порошков [1]. Несмотря на высокую производительность, невысокие энергетические затраты и экологичность процесса, в отличие от других способов получения порошка из отходов твердых сплавов, метод электроэрозионного диспергирования (ЭЭД) не нашел широкого применения. Это связано с недостаточной изученностью свойств получаемых порошков и закономерностей процесса порошкообразования. Основные достоинства метода ЭЭД [2—8]:

возможность получения особо чистых ультра- и нанодисперсных металлопорошков; исключено их загрязнение в процессе диспергирования, в том числе оксидами, так как рабочим органом является искровой разряд и инертная среда предотвращает окисление; возможность пассивации порошков оксидной пленкой в процессе диспергирования путем введения в состав инертного газа контролируемого количества кислорода;

возможность диспергирования металлов и сплавов с такими химическими и физическими свойствами, как тугоплавкость, высокая твердость, хрупкость, радиоактивность, химическая активность и т. д.;

возможность регулирования дисперсности порошков в широких пределах (от 3 нм до 5 мкм) — размер образующихся частиц зависит от электрических параметров элементарных разрядов, конструкции реактора и среды диспергирования;

получение порошков из сферических частиц с аморфной, стеклообразной и мелкокристаллической структурой, с высокоразвитой поверхностью (уникальные магнитные свойства, высочайшая химическая активность и сорбционная способность);

при диспергировании путем изменения свойств рабочей среды осуществление химических реакций и получение порошковых оксидов, гидроксидов, нитридов, карбидов, шпинелей и т. д.;

осуществление высокотемпературных процессов под воздействием плазмы искровых разрядов при температуре рабочей среды, близкой к нормальной;

высокая экологичность процесса: отсутствие стоков, газовых и пылевых выбросов (в методе ЭЭД реагенты, как правило, не используют, в отдельных случаях возможно выделение водорода);

низкая удельная энергоемкость процесса (1,5÷3 кВт для производства 1 кг порошка);

компактность технологического оборудования (0,8÷1 м^2 на одну установку).

Метод ЭЭД применяют для переработки отходов труднообрабатываемых металлических материалов, например инструментальных, титановых сплавов и пр. Для широкого использования полученных материалов необходимы исследования по строению и свойствам порошков и, в частности, из отходов быстрорежущей стали, полученных методом ЭЭД в керосине.

Для получения порошка из отходов быстрорежущей стали использовали установку для ЭЭД токопроводящих материалов [9, 10] и вышедшие из строя сверла из стали Р6М5 (ГОСТ 19265—73), которые загружали в реактор, заполненный рабочей жидкостью — дистиллированной водой. ЭЭД осуществляли в следующем режиме: напряжение 200÷220 В, частота следования импульсов 30 Гц, емкость разрядных конденсаторов 35 мкФ. В результате локального воздействия кратковременными электрическими разрядами на материал происходило его разрушение до порошкообразного состояния.

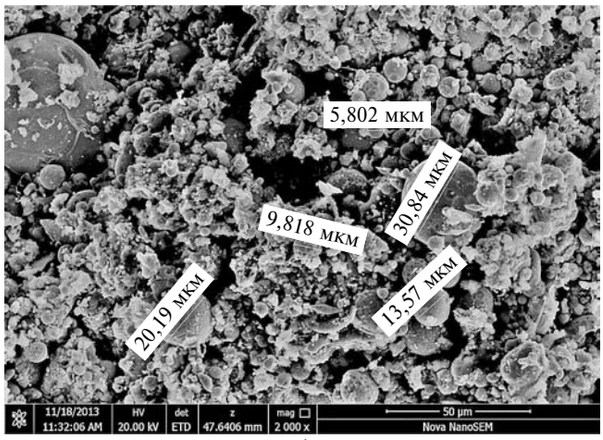
Форма и морфология полученных микрочастиц исследовались по снимкам на растровом электронном микроскопе QUANTA 600 FEG, который по-

[1] Работа выполнена по государственному заданию Минобрнауки РФ, проект № 2104.

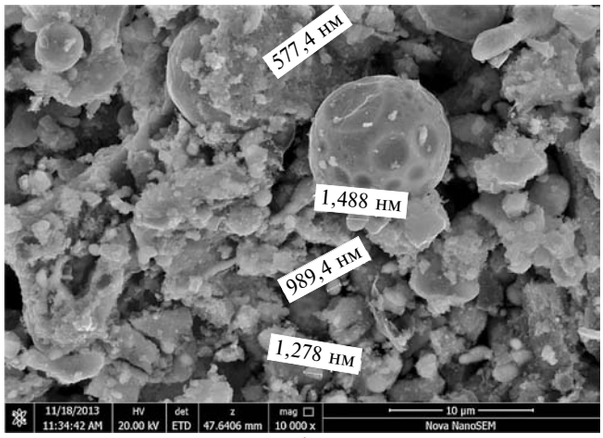
Ve0715.fm Page 73 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

зволяет получать изображения объектов с увеличением более чем в 100 000 раз.

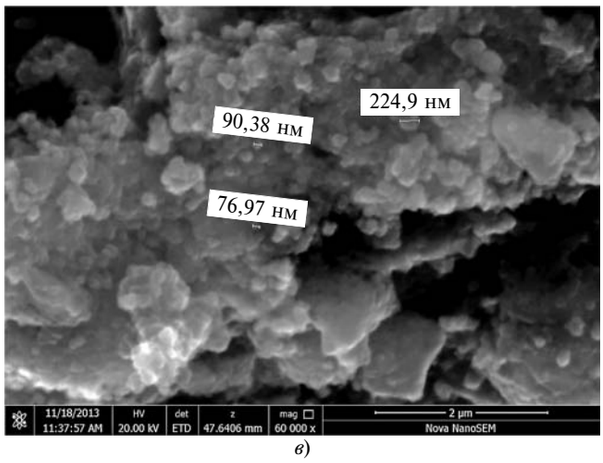
Анализ фотографий (рисунок, *а—в*) показал, что частицы порошка, полученного методом ЭЭД в керосине, имеют сферическую и эллиптическую форму, что обусловлено кристаллизацией расплавленного материала (жидкой фазы). Частицы, образующиеся при кристаллизации кипящего материала (паровой фазы), имеют неправильную форму, их размер на порядок меньше частиц, образующихся из жидкой фазы, которые, как правило, агломерируются друг с другом и на поверхности других частиц. В процессе ЭЭД в керосине данные частицы наиболее склонны к химическим и фазовым изменениям.



а)



б)



в)

Фотографии частиц порошка, полученного методом ЭЭД в керосине, при увеличении в 2000 (*а*), 10 000 (*б*) и 600 000 (*в*) раз

Установлено, что частицы, выбрасываемые при ЭЭД в твердом состоянии, образуются под действием ударных волн в канале разряда и термических напряжений. Кроме того, частицы твердой фазы образуются при хрупком изломе острых граней и краев диспергируемого материала в результате перемешивания. Эти частицы, как правило, неправильной формы, некоторые из них имеют оплавленные грани.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **А. с. 70000 СССР:** В 22f, 09/00. Способ получения порошков и устройство для его осуществления.

2. **Гусев В. Н.** Анодно-механическая обработка металлов. М.: Машгиз, 1952. 321 с.

3. **Дворник М. И.** Разработка физико-химических и технологических основ переработки вольфрамокобальтового твердого сплава электроэрозионным диспергированием: Дис. ... канд. техн. наук. Хабаровск. 2006. 116 с.

4. **Агеев Е. В.** Изучение физико-механических свойств твердосплавных порошков, полученных электроэрозионным диспергированием отходов // Упрочняющие технологии и покрытия. 2011. № 6. С. 8—14.

5. **Исследование** твердосплавных порошков, полученных электроэрозионным диспергированием вольфрамсодержащих отходов / Р. А. Латыпов, Г. Р. Латыпова, Е. В. Агеев, П. И. Бурак // Международный научный журнал. 2013. № 5. С. 80—86.

6. **Агеев Е. В.** Получение, исследование и практическое применение износостойких порошковых материалов из отходов вольфрамсодержащих твердых сплавов // Технология металлов. 2012. № 9. С. 36—45.

7. **Агеев Е. В.** Получение порошков из отходов твердых сплавов методом электроэрозионного диспергирования // Электрометаллургия. 2011. № 10. С. 24—27.

8. **Ageeva E. V., Ageev E. V., Osminina A. S.** Properties and Characterizations of Powders Produced from Waste Carbides // Journal of nano-and electronic physics. 2013. V. 5. N. 4. P. 04038-1-04038-2.

9. **Пат. 2449859 Рос. Федерация:** МПК C2, B22F9/14. Установка для получения нанодисперсных порошков из токопроводящих материалов.

10. **Агеев Е. В., Агеева Е. В.** Разработка оборудования и технологии для получения порошков из отходов вольфрамсодержащих твердых сплавов, пригодных к промышленному использованию // Вестник машиностроения. 2013. № 11. С. 51—57.

Ve0715.fm Page 74 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 621.7

А. М. ГАФАРОВ, д-р техн. наук, П. Г. СУЛЕЙМАНОВ, Ф. М. КАЛБИЕВ, доктора философии по технике (Академия МЧС Азербайджанской Республики), В. А. ГАФАРОВ, канд. техн. наук (Азербайджанская государственная нефтяная компания, г. Баку), e-mail: aydin.gafarov@baku.az

Исследование влияния режимов обработки на свойства поверхностных слоев деталей после раскатывания

Исследовано влияние режима раскатывания на остаточные напряжения поверхностного слоя обработанной детали с целью повышения ее качества.

Ключевые слова: раскатывание, остаточные напряжения, поверхностный слой, качество.

The influence of internal roll burnishing mode on residual stresses of surface layer of machines part for the purpose of improvement of its quality is investigated.

Keywords: internal roll burnishing, residual stresses, surface layer, quality.

Условия работы и нагруженность машин и оборудований, эксплуатируемых в тяжелых условиях, обусловливают высокие требования к качеству и точности изготовления их деталей. Интенсивность изнашивания и вероятность разрушения деталей и узлов машин при эксплуатации существенно зависят от состояния их рабочих поверхностей и отклонения их форм от заданных. Детали, совершающие возвратно-поступательные движения (например, детали насосов, гидравлических подъемников и т. д.), как правило, являются высокоточными. Даже небольшой износ их рабочих поверхностей приводит к неритмичной работе всего устройства. Неравномерность гидродинамических давлений в сопряженных деталях и вибрации, всегда имеющие место в работающем механизме, приводят к перераспределению нагрузок.

Работа технических устройств зависит от окружающей среды и климатических условий — воздействия влаги, повышенных или пониженных температур, пыли, агрессивной среды, давления, радиации и других факторов. Значительный перепад температур может привести к существенным изменениям физико-механических свойств поверхностного слоя деталей, что вызывает структурные изменения материала и внутренние напряжения, особенно в результате циклических температурных воздействий и в сопряжениях из деталей, изготовленных из разных материалов.

Исследования показали, что наиболее простой и эффективный способ повышения качества поверхностного слоя детали — раскатывание, при этом основным показателем качества поверхностного слоя являются остаточные напряжения.

Управление величиной и знаком остаточных напряжений применяют для устранения или уменьшения растягивающих напряжений, возникающих при обработках, а также для улучшения полезных сжимающих напряжений, которые повышают сопротивление детали разрушению.

Основные параметры процесса раскатывания: усилие раскатывания (нагружение) P, подача S, скорость v обработки, диаметр d раскатного шара, число n рабочих ходов раскатной головки, диаметр D обрабатываемой детали.

С увеличением нагружения P при раскатывании остаточные напряжения σ в поверхностном слое увеличиваются (рис. 1), оптимальное нагружение P_o обеспечивает максимальные напряжения. При $P > P_o$ скорость изменения напряжений сначала замедляется, затем стабилизируется, и в какой-то момент напряжения начинают снижаться. При раскатывании в поверхностном слое возникают сжимающие напряжения, максимальные значения которых могут составлять 800÷900 МПа.

Такая упрочняющая обработка, как раскатывание, обеспечивает наиболее напряженное состояние поверхностного слоя, что согласуется с общим представлением об эффективности пластического поверхностного деформирования. Полученная зависимость напряжения σ от контактного нагружения P справедлива для исследованных сталей 45, 3Х13 и 38ХМЮА.

В деталях из разных сталей при одинаковом нагружении P возникают разные по величине напряжения σ, что обусловлено различием их механических свойств. Кроме того, создаваемые напряжения зависят от площади контакта.

При раскатывании в поверхностном слое обрабатываемой детали происходит интенсивная пластическая деформация и выделяется теплота. При

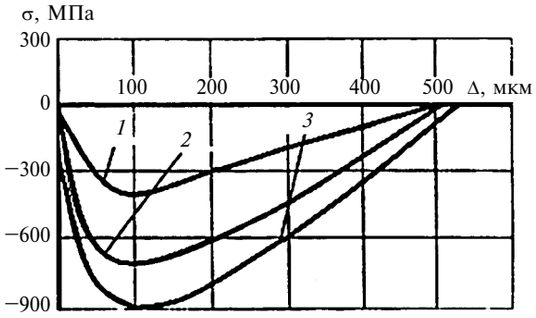


Рис. 1. Распределение остаточных напряжений σ по глубине Δ поверхностного слоя при контактном нагружении $P_к$ = 6 (*1*); 1,2 (*2*); 1,8 кН (*3*)

Ve0715.fm Page 75 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

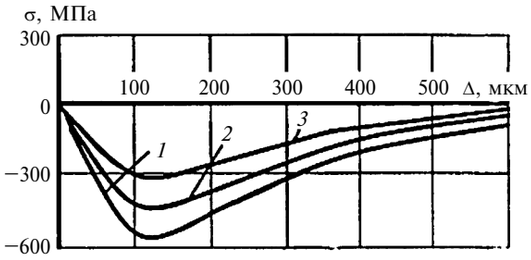


Рис. 2. Распределение остаточных напряжений σ по глубине Δ поверхностного слоя при подаче *S* = 0,3 (*1*); 0,39 (*2*); 0,61 мм/об (*3*)

нагревании в поверхностном слое остаточный аустенит распадается и переходит в мартенсит, что вызывает снижение остаточных напряжений. По данным работы [1] при контактной деформации максимальные напряжения в поверхностном слое возникают на некоторой глубине, ближе к поверхности — напряжения меньше. При контактно-сдвиговой пластической деформации, при которой кроме радиальной силы имеют место и сдвигающие усилия, максимальные остаточные напряжения на глубине уменьшаются, а напряжения ближе к поверхности увеличиваются.

При раскатывании подача *S*, как правило, составляет 0,20÷0,61 мм/об. Изменение этого параметра по сравнению с параметром *P* меньше влияет на остаточные напряжения (рис. 2). С уменьшением *S* увеличивается число повторных деформаций в каждой точке обрабатываемой поверхности, в результате чего повышается температура. С увеличением *P* влияние подачи на температуру увеличивается, что приводит к снижению сжимающих остаточных напряжений. При P_o изменение подачи в диапазоне 0,2÷0,3 мм/об не оказывает существенного влияния на остаточные напряжения, но при $S > 0,3$ мм/об напряжения существенно снижаются. Это связано с уменьшением времени контакта деформирующих элементов раскатных головок с обрабатываемой поверхностью. При обработке закаленных сталей данная закономерность проявляется больше, чем при раскатывании мягких материалов.

Для стали 40Х изменение подачи от 0,3 до 0,61 мм/об приводит к снижению остаточных напряжений с 580 до 300 МПа. Такие же результаты получены и при обработке сталей 45 и 38ХМЮА. Кроме того, наблюдается снижение напряжения при P_o и малых подачах при обработке шаром диаметром 5 мм. Это связано с перенаклепом, который вызван многократными деформациями при небольших подачах.

Оптимизация параметров обработки обеспечивает равномерное упрочнение обработанной поверхности.

Наибольшее влияние на остаточные напряжения оказывает скорость раскатывания (рис. 3). При $1,2 \geq v \geq 2,8$ м/с заметно снижение остаточных напряжений сжатия в наиболее деформированном верхнем слое, а вблизи поверхности могут создаваться растягивающие напряжения. Причиной этого является повышение температуры в зоне контакта деформирующего элемента с обрабатываемой поверхностью.

Остаточные напряжения при раскатывании — результат двух факторов: деформации и теплового процесса. Мгновенное выделение теплоты неравномерно нагревает поверхность обрабатываемой детали, что приводит к неравномерным изменениям в объеме поверхностного слоя, создающим внутренние термические напряжения, которые снижают деформационные напряжения; максимальные остаточные напряжения остаются в глубине поверхностного слоя.

Высокие мгновенные температуры, возникающие при высокой скорости обработки, снижают сжимающие остаточные напряжения. При средних скоростях обработки поверхностный слой нагревается незначительно и температура мало влияет на формирование остаточных напряжений, определяющим фактором является деформационное упрочнение. Таким образом, температура обработки зависит от скорости и температурный фактор необходимо учитывать при назначении режимов раскатывания, что позволит улучшить свойства поверхностного слоя, а следовательно, и качество детали.

Условия теплообмена можно регулировать с помощью СОЖ.

Создаваемые остаточные напряжения в поверхностном слое зависят и от диаметра шаров раскатных головок (рис. 4). При его уменьшении снижаются напряжения, так как уменьшается глубина внедрения шара в поверхностный слой. При увеличении диаметра шаров с 3 до 10 мм сжимающие остаточные напряжения уменьшаются на 250÷300 МПа в результате увеличения контактной площади и, следовательно, уменьшения контактного нагружения.

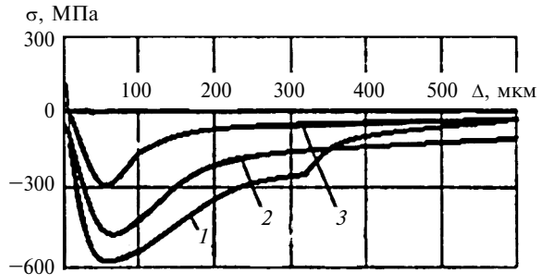


Рис. 3. Распределение остаточных напряжений σ по глубине Δ поверхностного слоя при скорости раскатывания *v* = 1,2 (*1*); 2,5 (*2*); 2,8 м/с (*3*)

Ve0715.fm Page 76 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

Для образцов из стали 14ХР33МА при обкатывании с давлением 2300 МПа увеличение σ наблюдается до числа рабочего хода $n = 5$ [2], а при давлении 2750 МПа, что близко к оптимальному значению для данной стали, увеличение σ происходит только до третьего рабочего хода. При последующих ходах имеет место снижение напряжений. При обработке стали 45 одношариковым обкатником в диапазоне нагружений $200 \geq P \geq 1800$ Н остаточные тангенциальные напряжения увеличиваются со 180 до 360 МПа, а при обработке шестишариковым обкатником (число n рабочих ходов соответствует числу шаров) увеличение остаточных напряжений прекращается при $P = 450$ Н для одного шара.

Увеличение числа n рабочих ходов увеличивает сжимающие остаточные напряжения σ (рис. 5). Однако влияние рабочих ходов на напряжения σ во многом зависит от нагружения P. При $P > P_0$, когда имеет место значительный перенаклеп, увеличение число рабочих ходов снижает напряжения. При $P \leq P_0$ увеличение число рабочих ходов повышает напряжения σ, но до определенного значения n, дальнейшее его увеличение будет снижать напряженность поверхностного слоя. При $P = 600$ Н увеличение напряжений происходит при $n \geq 3$.

Процесс раскатывания во многом зависит и от физико-механических свойств обрабатываемого материала. Так, интенсивность процеса для деталей

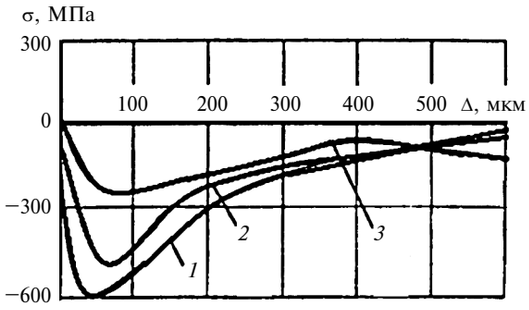


Рис. 4. Распределение остаточных напряжений σ по глубине Δ поверхностного слоя при диаметре раскатного шара d = 3 (*1*); 5 (*2*); 10 мм (*3*)

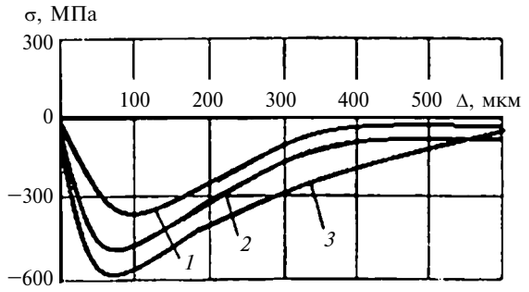


Рис. 5. Распределение остаточных напряжений σ по глубине Δ поверхностного слоя при числе рабочих ходов n = 1 (*1*); 3 (*2*); 5 (*3*)

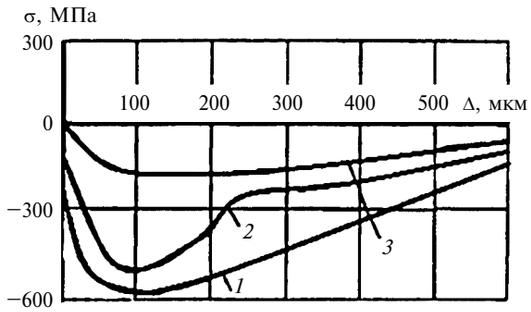


Рис. 6. Распределение остаточных напряжений σ по глубине Δ поверхностного слоя при диаметре детали D = 40 (*1*); 80 (*2*); 120 мм (*3*)

из стали 45 значительно выше, чем для сталей 40Х и 38ХМЮ. Заметим, что увеличение числа n рабочих ходов не только приводит к росту остаточных напряжений, но и увеличивает глубину Δ их расположения.

При неизменном режиме обработки увеличение диаметра обрабатываемых деталей практически не влияет на величину остаточных напряжений. Однако при более высоких P и скоростях v обработки изменяются условия теплоотвода из зоны контакта, и диаметр D детали будет влиять на остаточные напряжения. Так, при раскатывании деталей с одинаковым P остаточные напряжения будут меньше в деталях с меньшим диаметром [3] (рис. 6).

С увеличением диаметра детали увеличивается масса холодного металла, что повышает температурный градиент. При больших скоростях обработки уменьшается время нагревания деформируемого участка. Поэтому при раскатывании деталей большего диаметра происходят сдвиг максимума остаточных напряжений в глубь охлажденной детали и снижение сжимающих остаточных напряжений [2].

По данным работы [4] известно, что наибольшая глубина (220 мкм) деформационного упрочнения достигается при обкатывании роликами, максимальное деформационное упрочнение (29 %) имеет место при алмазном выглаживании. При полировании шлифованных образцов происходят уменьшение параметра Δ и снижение деформационного упрочнения. Алмазное выглаживание вызывает неравномерную деформацию поверхностного слоя и приводит к остаточным сжимающим напряжениям до 800 МПа на глубине Δ = 450 мкм. Такие же сжимающие напряжения создаются в обкатанных образцах, однако глубина напряженного слоя составляет 700 мкм.

Алмазное выглаживание и обкатывание роликами, выполняемые после шлифования, практически снимают напряжения в концентраторах в виде переходных поверхностей с малыми радиусами. Эф-

Ve0715.fm Page 77 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 621.9

Д. А. ПУСТОВАЛОВ (ОАО КнААЗ, г. Комсомольск-на-Амуре), Б. Я. МОКРИЦКИЙ, д-р техн. наук,
Г. В. КОННОВА, канд. техн. наук (ФГБОУ ВПО "Комсомольский-на-Амуре ГТУ", e-mail: boris@knastu.ru

Выбор рациональных инструментальных материалов с использованием метода скрайбирования[1]

Рассмотрен метод маятникового скрайбирования, позволяющий прогнозировать эксплуатационные свойства материалов для режущих инструментов в условиях производства.

Ключевые слова: инструментальный материал, индентирование, маятниковое скрайбирование, ранжирование, рандометрический ряд.

The method of pendular scribing, allowing forecasting the service characteristics of materials for cutting tools in operating conditions is considered.

Keywords: tool material, indentation, pendular scribing, ranking, randometric row.

Затраты на инструмент, например, в авиационной, судостроительной и химической отраслях машиностроения составляют 30÷70 % себестоимости изготовления детали, что весьма нерационально. Поэтому постоянно разрабатываются новые более эффективные инструментальные материалы, в связи с чем остается проблема оценки эксплуатационных свойств инструмента, выполненного из них. Это связано с высокими трудоемкостью и стоимостью натурных испытаний сравниваемых инструментов, так как стоимость 1 станко-ч работы современного станка с ЧПУ составляет 30÷90 тыс. руб. Рационально иметь набор экспрессных неразрушающих методов оценки качества инструментальных материалов, применяемых при резании в условиях производства без проведения натурных испытаний.

В работе рассматривается применение метода маятникового скрайбирования для решения данной проблемы.

Цель исследования — установить взаимосвязь параметров следа маятникового скрайбирования с физико-механическими свойствами исследуемых инструментальных материалов для их ранжирования по эксплуатационным свойствам.

Маятниковое скрайбирование осуществляли на оригинальной установке (рис. 1). Для наблюдения, измерения и анализа параметров следа скрайбирования использовали оптический цифровой микроскоп "Микро-200" и электронный микроскоп HITACHI S3400N. След маятникового скрайбирования контролировать проще, чем отпечатки при

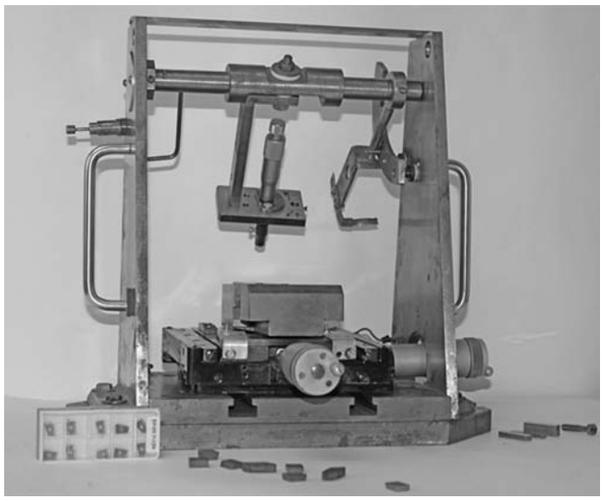


Рис. 1

[1] Работа выполнена по грантам № 2014/68 (код проекта 254) и № 9.251.2014/К (код проекта 251) Министерства образования и науки РФ.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 74)

фективность упрочняющей обработки при наличии концентраторов напряжений в виде выточек заметно проявляется только в том случае, если они располагаются на глубине меньше глубины остаточных напряжений сжатия.

Таким образом, исследования показали, что после раскатывания в поверхностном слое создаются значительные сжимающие остаточные напряжения, плавно изменяющиеся по глубине поверхностного слоя, который может составлять до 0,5 мм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гафаров А. М.** Технологические способы повышения износостойкости деталей машин. Баку: Наука, 1998. 318 с.
2. **Папшев Д. Д.** Отделочно-упрочняющая обработка поверхностным пластическим деформированием. М.: Машиностроение, 1978. 152 с.
3. **Гафаров А. М.** Прогрессивные методы механической обработки. Баку: Наука, 2001. Т. 2. 310 с.
4. **Яценко А. Н.** Повышение несущей способности деталей машин алмазным выглаживанием. М.: Машиностроение, 1985, 132 с.

Ve0715.fm Page 78 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

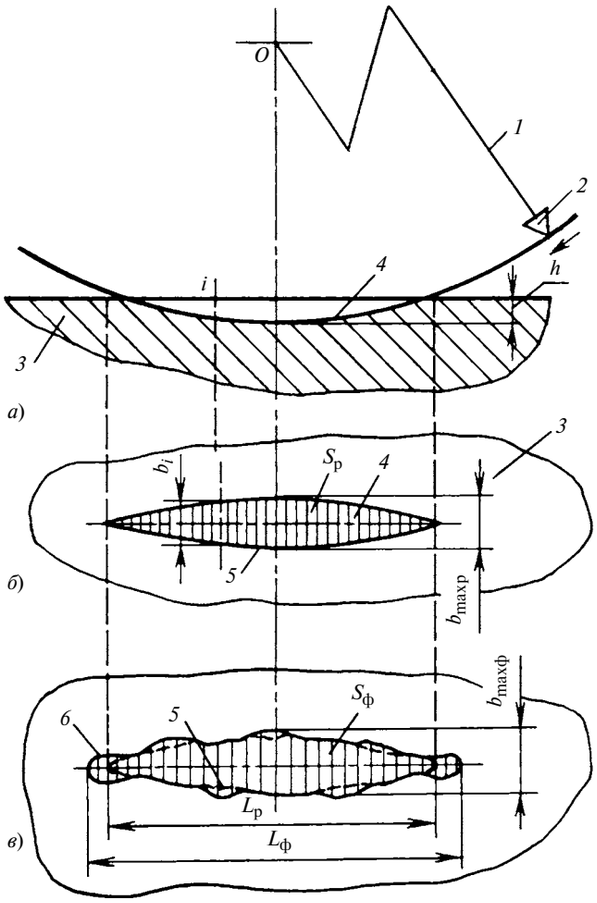


Рис. 2

измерении твердости материала, и удобнее, чем след типового индентора при исследовании на микротвердомере, необходимо только выбрать наиболее информативный параметр.

Более близким к традиционным методам измерения отпечатков является метод сравнительной оценки материалов по максимальной ширине следа. В основу этой методики положена схема маятникового скрайбирования. На рис. 2, *а*, *б* приведены схема и след скрайбирования. Кадры со следами взаимодействия индентора с образцом (вид сверху), иллюстрирующие кинетику маятникового скрайбирования, приведены на рис. 3, *а* для твердосплавного инструментального материала, а на рис. 3, *б* — для твердосплавного инструментального материала с покрытием, где позициями *1—5* обозначены этапы скрайбирования. Этап *3* соответствует моменту скрайбирования с максимальной глубиной h внедрения индентора в образец.

Максимальную ширину следа скрайбирования измеряли на нескольких сравниваемых материалах при одинаковых условиях (глубине внедрения, типе индентора и др.). По результатам измерений сравниваемые материалы выстраивали в рандометрический ряд, например, располагали материалы по возрастанию максимальной ширины b_{max} следа. Для сравниваемых материалов по справочникам выбирали отдельные физико-механические свойства (например, предел прочности, твердость и модуль упругости) и сопоставляли с ними максимальную ширину b_{max} следа, что позволило установить

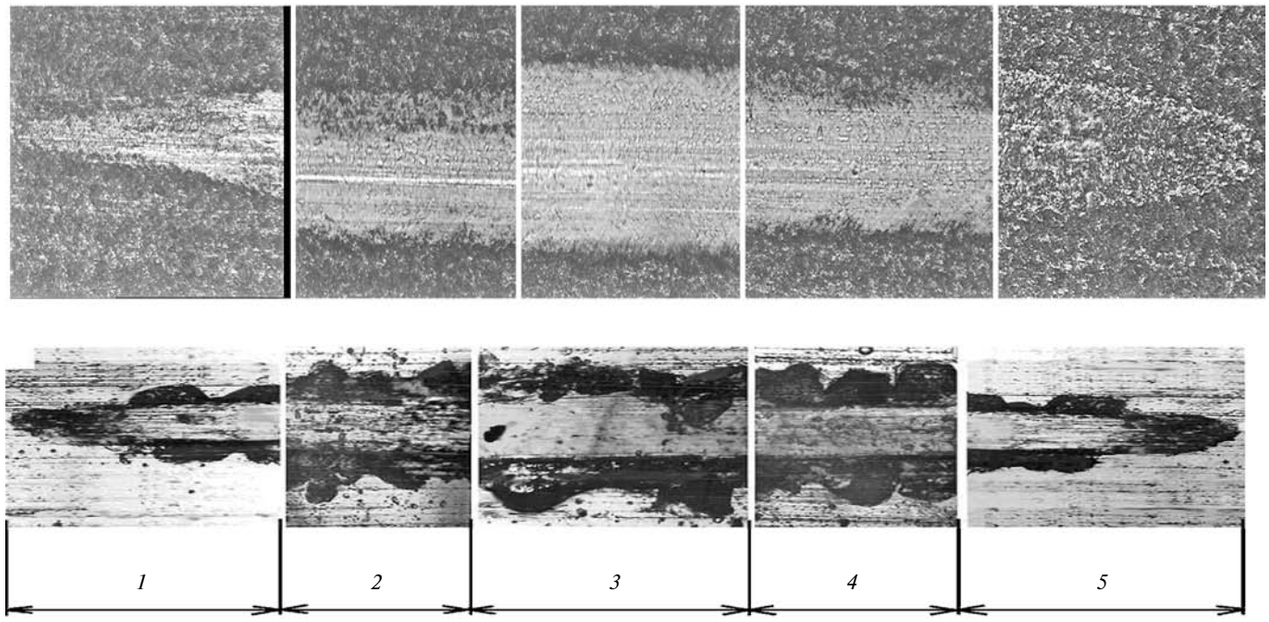


Рис. 3

Ve0715.fm Page 79 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

наличие качественной связи между ними. При этом была установлена обратная зависимость — изменение свойств материалов от изменения максимальной ширины следа скрайбирования. Например, при повышении твердости уменьшается максимальная ширина следа.

При скрайбировании материалов, склонных к пластической деформации, фактический контур следа совпадает с расчетным (теоретическим) контуром *5* (см. рис. 2). В этом случае ширина $b_{\max\,р}$ и длина $L_р$ следа легко измеряются, так как контур *5* просматривается отчетливо. При скрайбировании материалов, склонных к хрупкому выкрашиванию (см. рис. 2 и 3, *б*), фактический контур *6* следа может существенно отличаться от теоретического, соответственно, будут отличаться фактические ширина $b_{\max\,ф}$ и длина $L_ф$ следа, которые могут значительно превышать расчетные $b_{\max\,р}$ и $L_р$. Причем в одном случае могут изменяться ширина и длина следа, в другом — только ширина, в третьем — только длина. Тогда сравнение материалов по максимальной ширине затрудняется. Чтобы учесть все три случая, следует измерять оба параметра следа. Предлагается вычислять их отношение. Так как удобнее оперировать величиной, которая больше единицы, следует брать отношение длины следа к его максимальной ширине: $K = L/b_{\max}$. Параметр K может служить комплексным параметром, характеризующим особенности соотношения размеров следа. При сравнительных испытаниях нескольких материалов представляют интерес не сами величины K, а порядок их расположения, т. е. их рандометрический ряд.

Семь сравниваемых инструментальных материалов располагали в рандометрический ряд по возрастанию величины K и место каждого материала в ряду обозначали цифрой от 1 (наименьшее отношение) до 7. Затем для материалов по справочникам выбирали, например, предел прочности и модуль упругости и сравнивали с ними величины K для установления их взаимосвязи (табл. 1). В таблице приведены не значения твердости и модуля упругости, а места исследуемых материалов в рандометрическом ряду, что позволяет получить качественную картину связи контролируемого параметра K скрайбирования с физико-механическими и эксплуатационными свойствами материалов. Например, при повышении твердости значение K увеличивается. Установления такой качественной связи вполне достаточно для определения наиболее эффективного материала. Так, рандометрические ряды в столбцах 2, 3 и 4 показывают, что тенденции изменения свойств материалов и значения K совпадают, т. е. местоположение материалов одинаково в рандометрических рядах по столбцам 2 и 3 (физико-механические свойства) и столбцу 4. Например, материал TF15 занимает лучшее (седьмое) место, так как у него лучшие (седьмые) места по модулю упругости и твердости (физико-механические свойства) при самой меньшей повреждаемости при скрайбировании (большая величина K) и самое высокое (седьмое) место по периоду T стойкости (эксплуатационные свойства). Для сравнения в столбце 6 показана обратная зависимость изменения ширины $b_{\max\,ф}$ следа от изменения параметра K. Материал TF15 по ширине $b_{\max\,ф}$ занимает худшее (первое) место.

Ранжирование материалов по длине следа вообще затруднено, так как нет очевидной тенденции ее ранжирования. Например, длины $L_ф$ следа оказались сопоставимы для материалов Р6М5 и Р9 (места 1 и 2, т. е. самые маленькие длины следов ввиду отсутствия выкрашиваний материала), также сопоставимы длины $L_ф$ следов для материалов Т30К4 и Т15К6.

В столбце 7 приведены сведения по периоду T стойкости (работоспособности) инструмента, выполненного из сравниваемых материалов. Установлено совпадение тенденций изменения параметра K следа и эксплуатационных свойств материалов, т. е. местоположения в столбцах 4 и 7 для каждого из материалов совпадают.

При анализе не удалось выявить тенденцию изменения длины $L_ф$ следа вследствие того, что длины следов скрайбирования на сталях Р9 и Р6М5 оказались сопоставимы ввиду близости их пластических свойств, но ширины следов у них разные (см. столбец 6). Близкими оказались длины $L_ф$ следов на материалах Т30К4 и Т15К6, что можно объяснить выкрашиванием сплава Т15К6, т. е. у этих материалов почти равны фактические длины $L_ф$

Таблица 1

Рандометрические ряды сравниваемых инструментальных материалов по параметрам следа скрайбирования

Материал	Модуль упругости	Твердость	$K = L/b_{\max ф}$	$L_ф$	$b_{\max ф}$	T
1	2	3	4	5	6	7
1. Р6М5	1	1	1	1; 2	7	1
2. Р9	2	2	2	2; 1	6	2
3. Р18	3	3	3	3	5	3
4. ВК8	4	4	4	5	4	4
5. Т30К4	5	5	5	6; 7	3	5
6. Т15К6	6	6	6	7; 6	2	6
7. TF15	7	7	7	4	1	7

Ve0715.fm Page 80 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

Таблица 2

Рандометрические ряды сравниваемых инструментальных материалов по площади следа скрайбирования

Материал	Расположение в ряд по		
	площади $S_ф$	твердости материала	стойкости T
Р6М5	6	1	1
Р9	5	2	2
Р18	4	3	3
ВК8	3	4	4
Т30К4	2	5	5
Т15К6	1	6	6

следов скрайбирования при их разной расчетной длине $L_р$. Следовательно, длину $L_ф$ следа как самостоятельный контролируемый параметр нельзя использовать для ранжирования материалов по сравниваемым параметрам.

Разность длин следов на материалах, склонных к выкрашиванию, легче зафиксировать, например, с помощью лупы Бринелля, оптического или электронного материаловедческого микроскопов. При увеличении легче рассчитать площадь следа скрайбирования. Это было использовано для установления связи между площадью следа и физико-механическими свойствами (характеристиками) материалов. Микроскопы, имеющие программы для обработки электронного образа наблюдаемого объекта, позволяют быстро определить площадь $S_ф$ следа скрайбирования с учетом увеличения. Это ускоряет процесс измерений и повышает его точность. Зная размеры и форму индентора (например, типовой конусный алмазный индентор), несложно определить размеры следа и рассчитать его площадь $S_р$ (на виде сверху), которую можно принять в качестве интегрированного параметра, характеризующего взаимодействие индентора с образцом. Но для малопластичных материалов площадь $S_р$ меньше площади $S_ф$ — площади разрушения (следа индентирования), что связано с выкрашиванием материала образца. На рис. 2 видно, что расчетный контур *5* следа скрайбирования отличается от фактического контура *6* на величину выкрошенных участков. В результате выкрашивания увеличиваются и длина, и ширина следа ($L_ф > L_р$ и $b_{max\ ф} > b_{max\ р}$). Следовательно, по площади следа скрайбирования можно ранжировать сравниваемые материалы и качественно прогнозировать их эксплуатационные свойства.

Приведем примеры, подтверждающие это предположение. Исследовали группу твердосплавных инструментальных материалов с разными пластичностью (модулем упругости) и твердостью (табл. 2). Данные таблицы показывают, что с повышением твердости или увеличением периода стойкости (до достижения предельно допустимого износа или выкрашивания) площадь следа скрайбирования уменьшается и, наоборот, чем больше площадь следа, тем ниже свойства, т. е. наблюдается обратная тенденция.

Таким образом, проведенные исследования подтверждают совпадение тенденций изменения физико-механических и эксплуатационных свойств сравниваемых материалов с тенденцией изменения параметров следа скрайбирования (максимальной ширины, отношения длины следа к максимальной ширине, площади следа). Указанные тенденции позволяют ранжировать материалы по физико-механическим свойствам, прогнозировать их эксплуатационные свойства, а также эффективность применения материалов в одинаковых условиях эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Установка** для исследования и контроля покрытий и поверхностных слоев материалов методом скрайбирования / Н. А. Семашко, В. В. Селезнев, Д. Н. Фролов, Е. Б. Мокрицкая // Сб. науч. тр. "Перспективные материалы, технологии, конструкции". Красноярск: САА, 1998. С. 716—719.
2. **Пустовалов Д. А., Мокрицкий Б. Я., Саблин П. А.** Методики оценки свойств материалов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2013. № 6. С. 36—41.
3. **Пустовалов Д. А., Мокрицкий Б. Я., Высоцкий В. В.** Определение свойств поверхностных слоев материалов изделий по параметрам индентирования и акустической эмиссии // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2013. № 6. С. 61—63.
4. **Пат. 2495412 Рос. Федерации:** МПК G01N 29/00. Способ сравнительной оценки свойств материалов.
5. **Material** specimen loading scheme in evaluating resistance to corrosive action / D. A. Pustovalov, B. Ya. Mokritskii, V. V. Vysotskii, Prikhodchenko // Chemical and Petroleum Engineering. 2012. 48 (7—8). P. 445—452.
6. **Pendulum** sclerometer for evaluating material corrosion resistance / D. A. Pustovalov, B. Ya. Mokritskii, S. A. Ogilko, et. al. // Chemical and Petroleum Engineering. 2013. 48 (11—12). P. 688—692.
7. **Схемы** нагружения и методики оценки физико-механических характеристик и эксплуатационных свойств инструментальных материалов / Б. Я. Мокрицкий, В. В. Петров, В. В. Высоцкий, А. В. Артеменко // Ученые записки КнАГТУ. 2013. № 4—1 (13). С. 51—59.

Ve0715.fm Page 81 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 621.9.048.7

Н. В. БЕКРЕНЕВ, д-р техн. наук, Г. К. МУЛДАШЕВА, А. П. ПЕТРОВСКИЙ, канд. техн. наук,
О. А. ЦВЕТКОВА, канд. физ.-мат. наук (Саратовский ГТУ им. Гагарина Ю. А.), e-mail: tmm@sstu.ru

Аналитическое определение сил резания при ультразвуковой обработке высокопрочных материалов с учетом термического эффекта

Предложена методика определения силы трения режущей поверхности инструмента при обработке высокопрочных материалов с применением ультразвука с учетом образования вследствие термического эффекта под вершиной инструмента сверхтонкой мягкой поверхностной пленки.

Ключевые слова: силы резания, высокопрочный материал, ультразвук, термический эффект, мягкая поверхностная пленка.

The method of determination of friction force of tool cutting surface at machining of high-strength materials and application of ultrasound taking into account thermal effect under the tool top of hyperfme soft surface film is suggested.

Keywords: cutting forces, high-strength material, ultrasound, thermal effect, soft surface film.

При изготовлении технических устройств, работающих в условиях высоких температур, давлений и агрессивных сред, все чаще применяют жаропрочные и коррозионно-стойкие стали и сплавы с высоким пределом прочности ($\sigma_в > 1000$ Н/мм^2). К таким материалам относятся сплавы ВНЖ, 36НХТЮ, ВТ-3, ВТ-15 и легированные стали 40Х13 и 12Х18Н10Т. Их обработка сопряжена с рядом трудностей, связанных с высокой трудоемкостью формообразования вследствие адгезии материала на режущих кромках инструмента и повышенной сопротивляемости резанию, что делает необходимым обработку на пониженных режимах. Высокие упругие свойства данных материалов обусловливают увеличение трения по задним поверхностям инструмента, значительное нагревание рабочих зон и снижение стойкости режущих кромок инструмента.

Со второй половины XX века задача повышения эффективности обработки высокопрочных конструкционных материалов решалась применением эффективных СОТС и новых инструментальных материалов, оптимизацией их геометрии. Кроме того, в СССР, Японии, ФРГ и ЧССР использовали ультразвуковые колебания режущего инструмента. В России направление комбинированной ультразвуковой обработки резанием возглавил А. И. Марков [1]. За рубежом ведущим специалистом в данной области стал Дз. Кумабэ [2]. Сегодня данные исследования ведут Е. С. Киселев и С. И. Агапов [3, 4].

Определение закономерностей комбинированной ультразвуковой обработки носит в основном эмпирический характер относительно конкретного материала, что затрудняет автоматизированную разработку ультразвуковых технологий. Мало изучены вопросы ультразвуковой обработки сплавов со значительной упругостью, которая приводит к увеличению трения по передней и особенно задней поверхностям инструмента. Трение становится определяющим фактором при разработке методов повышения производительности и качества обработки данных сплавов. Поиск универсальных методов определения режимов резания конструкционных материалов с использованием ультразвука становится более актуальным с появлением нового ультразвукового оборудования с ЧПУ сверлильно-фрезерной группы [5].

При воздействии на материал инструмента, колеблющегося с ультразвуковой частотой, наблюдается резкое повышение мгновенной температуры в точках контакта инструмента и детали, приводящее к микрооплавлению последнего. Этот эффект был открыт и впервые изучен А. И. Марковым. Он принципиально меняет характер трения на контактных поверхностях инструмента и детали — под действием ультразвуковых колебаний высокой интенсивности сухое трение переходит в полусухое и даже жидкостное.

Глубина термического воздействия ультразвука составляет [1]

$$h_{пл} = \frac{q_и}{4\pi\lambda\Omega},$$

где $q_и$ — мощность теплового источника; λ — коэффициент теплопроводности обрабатываемого материала; Ω — температура в зоне воздействия.

Температуру под вершиной инструмента находим по формуле

$$\Omega = \frac{q_и}{2\pi\lambda R} e^{-\frac{\upsilon R}{2C}}, \qquad (1)$$

где C — температуропроводность; R — радиус-вектор точки; υ — скорость резания.

Ve0715.fm Page 82 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

Мощность теплового источника (вершины инструмента) определяется работой динамической силы за секунду:

$$q_{\text{и}} = \frac{\pi f A P_{\text{д}}}{427}, \qquad (2)$$

где f и A — частота и амплитуда ультразвуковых колебаний инструмента.

Согласно экспериментальным исследованиям [1] динамическая сила со стороны вершины инструмента определяется выражением

$$P_{\text{д}} = 0{,}71 A^{0{,}7} P_{\text{н}}^{0{,}36},$$

где $P_{\text{н}}$ — нормальная сила, действующая на вершину инструмента.

В работах S. Kato, K. Yamaguchi, E. Mapui, K. Tachi на основе теоретико-экспериментальных исследований механизма движения твердого сферического выступа по поверхности, покрытой мягкой металлической пленкой малой толщины, получены зависимости, позволяющие аналитически определять силу трения при разных внешних условиях в зависимости от радиуса выступа, глубины его внедрения, толщины пленки мягкого металла, нанесенной на поверхность твердого материала, и ее физико-механических свойств.

Таким образом, процесс взаимодействия вершины режущего клина с поверхностью материала при малых глубинах резания с учетом термического эффекта ультразвука можно представить как движение твердой сферы по поверхности, покрытой мягкой металлической пленкой, толщина которой определяется интенсивностью ультразвука. Сила трения, согласно работе [7], определяется выражением

$$P_{\text{тр}} = 2 \int_0^{\sqrt{2\rho h - h^2}} \mathrm{d}z \int_0^{\sqrt{2\rho h - h^2 - z^2}} \frac{(\lambda p + l K_f)\rho}{\sqrt{\rho^2 - z^2 - x^2}} \mathrm{d}x. \qquad (3)$$

Здесь ρ — радиус округления сферического выступа; $K_f = \mu_{20} P_S$, где μ_{20} — коэффициент трения инструмента по поверхности детали, который можно принять с учетом термического эффекта соответствующим коэффициенту при полужидкостном трении; P_S — предел текучести металла основы; x, y, z — текущие координаты вершины инструмента; p — удельное давление на поверхности мягкой металлической пленки; $l = \dfrac{\Delta x}{\sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2}}$; $\Delta x = 2a'z$; $\Delta y = -2xz\arcsin\left(\dfrac{y}{\sqrt{R^2 - x^2}}\right)$; $\Delta y = 2xy\arcsin\left(\dfrac{y}{\sqrt{R^2 - x^2}}\right) - 2a'x$.

Удельное давление на поверхности мягкой металлической пленки составит:

$$p = \frac{1}{a'}\left\{\left(2\tau\sqrt{2\rho h - h^2 - x^2} - z\right) + 2K_f(a' - a_0) + P_f a_0\right\},$$

где $a' = \rho + a_0 - h - \sqrt{\rho^2 - x^2 - y^2}$ — эффективная толщина пленки; a_0 — толщина пленки, обладающей определенными механическими свойствами, можно допустить, что $a_0 = h_{\text{пл}}$; $\tau = 2/(3P_f)$ — касательные напряжения в поверхностной пленке; P_f — предел текучести пленки; ρ можно принять равным радиусу вершины режущего клина, а h — глубине резания.

Таким образом, можно предложить следующий алгоритм расчета сил резания при ультразвуковой обработке:

1) определение по известным зависимостям нормальной силы $P_{\text{н}}$;

2) задание глубины h резания, коэффициента λ теплопроводности обрабатываемого материала, глубины $h_{\text{пл}}$ термического воздействия ультразвука;

3) определение мощности $q_{\text{и}}$ теплового источника по формуле (2);

4) вычисление по формуле (1) температуры Ω в зоне воздействия ультразвука;

5) определение P_f по температурным зависимостям показателей физико-механических свойств обрабатываемого материала;

6) решение уравнения (3), определение силы трения и кинематического переднего угла γ;

7) вычисление коэффициентов резания $K_{\text{т}}$ и $K_{\text{н}}$ [5];

8) определение силы резания с учетом решений п. 6.

Таким образом, показана методика аналитического определения силовых показателей ультразвукового резания с учетом изменения силы трения по задней поверхности вследствие термического эффекта от применения ультразвука. Предложенный подход позволяет на основе прогнозируемых сил резания назначать рациональные сочетания технологических и акустических режимов по критерию минимальной нагруженности зоны резания, что при сохранении высокой производительности обработки обеспечит требуемые показатели качества обработанной поверхности и стойкости инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Марков А. И.** Ультразвуковое резание труднообрабатываемых материалов. М.: Машиностроение, 1968. 367 с.
2. **Кумабэ Дз.** Вибрационное резание. М.: Машиностроение, 1985. 424 с.
3. **Киселев Е. С.** Интенсификация процессов механической обработки использованием энергии ультразвукового поля. Ульяновск: УлГТУ, 2003. 186 с.
4. **Агапов С. И.** Интенсификация процесса обработки труднообрабатываемых материалов при введении ультразвуковых колебаний в зону резания: Монография. Волгоград: ВолгГТУ, 2009. 78 с.
5. **Бржозовский Б. М., Бекренев Н. В.** Ультразвуковые технологические процессы и оборудование в машино- и приборостроении. Саратов: Саратовский ГТУ, 2009. 348 с.

Ve0715.fm Page 83 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

УДК 621.771

С. И. МАЛАФЕЕВ, д-р техн. наук, В. И. КОНЯШИН, канд. техн. наук
(ООО Компания "Объединенная Энергия", г. Москва),
А. А. МАЛАФЕЕВА, д-р техн. наук (Владимирский ГУ), e-mail: sim_vl@nm.ru

Определение силы трения при прокатке металла

Предложен способ определения силы трения при прокатке металла на основании измерения силы тока и угловой скорости вала двигателя при холостом ходе и зависимости, полученной аппроксимацией.

Ключевые слова: прокатный стан, трение, электропривод, сила тока, угловая скорость, измерение, аппроксимация.

The method of friction force determination at metal rolling on the base of the measurement of current intensity and angular rate of a drive shaft at idle run and the dependency, obtained by approximation, is suggested.

Keywords: rolling mill, friction, electric drive, current intensity, angular rate, measurement, approximation.

При проектировании мехатронных систем прокатных станов особое значение имеет определение силы трения при прокатке [1], которая зависит от множества факторов и изменяется при движении слитка через валки. Поэтому основным способом ее определения является эксперимент на действующем оборудовании. Для экспериментального определения силы трения при прокатке используют различные способы и технические средства.

Метод принудительного торможения [2] реализуют следующим образом. К заднему концу прокатываемой полосы прикладывают тормозящую силу Q, под действием которой полоса останавливается. В начальный момент буксования валков измеряют давление p металла на валки и усилие торможения. Сила трения рассчитывается по формуле

$$F_{\text{тр}} = Q/2 + p\text{tg}(\Delta h/R),$$

где Δh — величина обжатия полосы; R — радиус валка.

Метод крутящего момента [2] основан на измерении чистого крутящего момента на бочке валка и определении силы трения по формуле

$$F_{\text{тр}} = \frac{M - M_{\text{тп}}}{R},$$

где M — крутящий момент на бочке валка; $M_{\text{тп}}$ — момент силы трения в подшипниках валка.

При измерении в ходе прокатки силы трения, которая изменяется при прохождении полосы через валки, полученные данные не отражают реального процесса трения. Кроме того, для применяемых способов измерения усилия торможения и давления полосы на валки требуется сложное оборудование [2].

Поэтому был разработан простой способ экспериментального определения и регистрации изменяющейся силы трения при быстрой прокатке.

Экспериментальный способ определения силы трения при прокатке основан на использовании модели процесса прокатки металла на линейном стане с приводным двигателем постоянного тока [3]. На рис. 1 показана функциональная схема данного способа. Якорная обмотка двигателя *1* постоянного тока подключена к выходу преобразователя *2* управления двигателем. Скорость двигателя регулируется изменением напряжения на выходе преобразователя *2*. Измерение угловой скорости осуществляется дат-

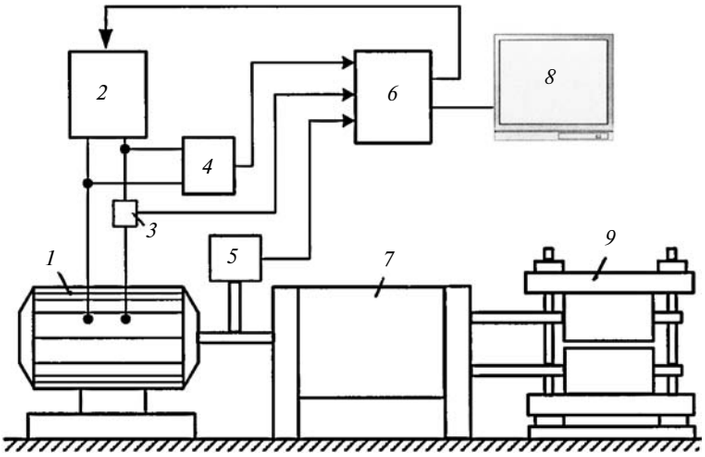


Рис. 1. Функциональная схема экспериментального определения силы трения при прокатке: *1* — приводной двигатель постоянного тока; *2* — преобразователь управления двигателем; *3* — датчик тока; *4* — датчик напряжения; *5* — датчик угловой скорости; *6* — контроллер; *7* — шестеренная клеть; *8* — компьютер; *9* — рабочая клеть

Ve0715.fm Page 84 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

чиком *5*. Напряжение и сила тока на якорной обмотке двигателя измеряют с помощью датчиков тока (*3*) и напряжения (*4*). Выходные сигналы датчиков угловой скорости, тока и напряжения поступают на входы контроллера *6*, который выполняет следующие функции:

аналого-цифровое преобразование выходных сигналов датчиков *4*, *3* и *5*;

прием внешнего сигнала управления от контроллера *6*;

формирование сигнала управления для преобразователя *2* управления двигателем *1* в соответствии с алгоритмом стабилизации скорости в зависимости от сигналов, формируемых силой тока $I(t)$, угловой скоростью $\Omega(t)$, напряжением $U(t)$ и внешним сигналом управления, поступающим от компьютера *8*;

формирование массивов данных по показателям $\Omega(t)$, $I(t)$ и $U(t)$ за цикл прокатки и их передача в компьютер.

Компьютер *8* выполняет следующие функции:

формирование программы управления приводным двигателем *1* при определении параметров холостого хода;

аппроксимация данных по параметрам холостого хода в виде эмпирической зависимости $I_0(\Omega)$;

формирование программы управления приводным двигателем *1* при прокатке;

обработка массивов данных, поступающих от контроллера *6*, вычисление силы трения и формирование зависимости $F(t)$ силы трения от времени за цикл прокатки;

графическое отображение и хранение данных.

При холостом ходе рабочей клети компьютер *8* формирует программу эксперимента, в соответствии с которой контроллер *6* последовательно во времени устанавливает *n* различных сигналов скорости для приводного двигателя *1*. При этом в установившемся режиме регистрируется сила тока. Массивы данных об *n*-парных значениях силы тока и скорости от контроллера *6* передаются в компьютер *8*, который вычисляет аналитическую зависимость $I_0(\Omega)$ силы тока от скорости при холостом ходе.

При выполнении цикла прокатки ротор приводного двигателя через шестеренную клеть *7* приводит во вращение валки рабочей клети *9*. Момент, создаваемый на валу двигателя *1*, складывается из момента $M_{пр}$ прокатки, вызванного пластической деформацией прокатываемого металла, и момента M_0 холостого хода, вызванного трением в элементах конструкции прокатного стана и зависящего от скорости: $M = M_0 + M_{пр}$.

Электромагнитный момент на валу двигателя постоянного тока пропорционален силе тока якорной обмотки:

$$M(t) = cI(t),$$

где c — конструктивная постоянная двигателя.

Следовательно, момент прокатки определяется выражением

$$M_{пр}(t) = cI(t) - cI_0[\Omega(t)].$$

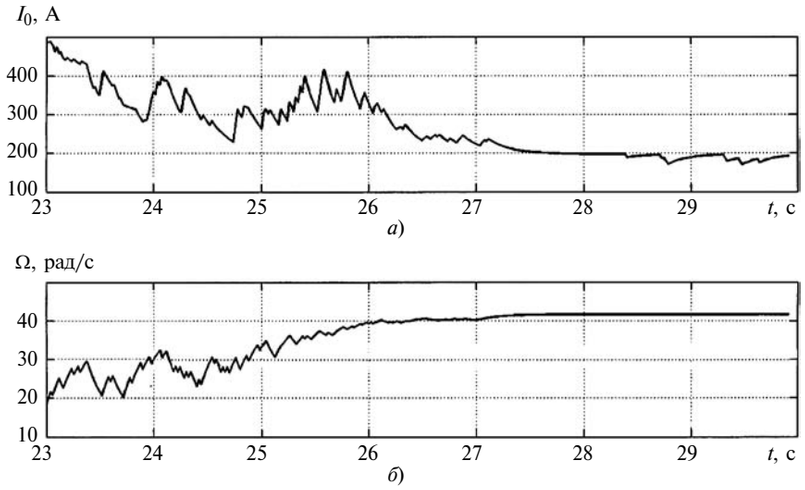


Рис. 2. Осциллограммы изменения угловой скорости Ω двигателя (*а*) и силы тока I_0 якорной обмотки (*б*) при холостом ходе

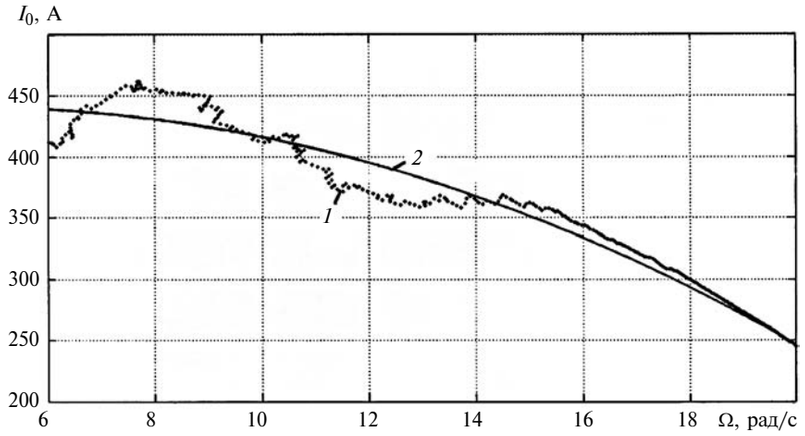


Рис. 3. Зависимости силы тока I_0 от угловой скорости *Q* вала двигателя при холостом ходе: *1* — эксперимент; *2* — аппроксимация

Ve0715.fm Page 85 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

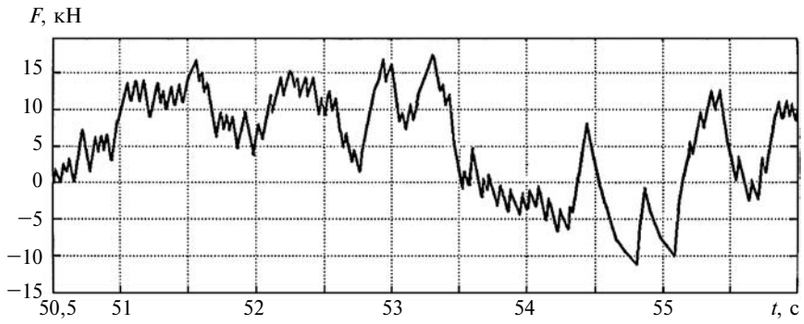


Рис. 4. Экспериментальная диаграмма изменения силы $F_т$ трения при прокатке нихрома на стане ДУО-300

Связь между силой $F(t)$ трения и моментом прокатки описывается формулой

$$M_{пр}(t) = 2F(t)R.$$

Таким образом, сила трения при прокатке составляет:

$$F(t) = \frac{M_{пр}(t)}{2R} = \frac{cI(t) - cI_0[\Omega(t)]}{2R}.$$

При прокатке металла с заданной скоростью в результате изменения нагрузки угловая скорость вала двигателя изменяется в соответствии с применяемым регулированием [4]. Для повышения точности измерения силы трения в формуле (1) используют эмпирическую зависимость силы тока холостого хода от угловой скорости вала двигателя $I_0[\Omega(t)]$, которая регистрируется в процессе прокатки.

Данная методика была применена при прокатке нихрома на стане ДУО-300 на Владимирском заводе прецизионных сплавов. На рис. 2 представлены зависимости угловой скорости двигателя и силы тока якорной обмотки при холостом ходе. Полученные значения силы тока в зависимости от угловой скорости вала двигателя аппроксимировали функцией (рис. 3)

$$I_0(\Omega) = -0{,}00806\Omega^2 + \\ + 0{,}7188\Omega + 424{,}8.$$

Среднеквадратическая ошибка аппроксимации силы тока составила 13,3 А (3 %); коэффициент детерминации — 0,97.

На рис. 4 представлена экспериментальная диаграмма силы трения при прокатке нихрома на стане ДУО-300.

Разработанный способ определения изменения силы трения при прокатке основан на регистрации силы тока якорной обмотки приводного двигателя и аппроксимации полученных данных.

Достоинства предлагаемого способа заключаются в простоте реализации и использовании для этого типового оборудования стана. Применение данного способа позволит повысить эффективность проектирования технологических процессов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Малафеев С. И., Малафеева А. А., Коняшин В. И.** Компьютерное моделирование процессов при прокатке металлов на стане 300 // Автоматизация в промышленности. 2013. № 7. С. 10—13.

2. **Грудев А. П.** Внешнее трение при прокатке. М.: Металлургия, 1973. 288 с.

3. **Малафеев С. И., Коняшин В. И.** Модель мехатронной системы прокатного стана 300 / Вестник машиностроения. 2014. № 2. С. 83—87.

4. **Малафеев С. И., Малафеева А. А.** Основы автоматики и системы автоматического управления. М.: Академия, 2010. 384 с.

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).

Ve0715.fm Page 86 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.032

И. П. ТРОЯНОВСКАЯ, д-р техн. наук [Челябинская государственная агроинженерная академия, Южно-уральский государственный университет (НИУ)], e-mail: tripav@rambler.ru

Влияние угла наклона свободной ветви на предварительное натяжение гусеницы

Предложен расчет усилия предварительного натяжения гусеницы при ее негоризонтальном расположении, что имеет место в треугольных обводах тракторов.

Ключевые слова: усилие натяжения, гусеница, треугольный обвод, стрела провисания, свободная ветвь.

The analysis of pretension force of a track at its non-horizontal orientation, which takes place in triangular bypasses of tractors, is suggested.

Keywords: tensile force, track, triangular bypass, slack, free branch.

Гусеничный движитель отличается от колесного повышенными потерями, из которых 80 % составляют потери в шарнирах гусеничной ленты [1]. Поскольку сила трения напрямую зависит от нормальной реакции [2], то и КПД гусеничного движителя во многом определяет сила предварительного натяжения цепи.

Чрезмерное натяжение цепи приводит к ее перегруженности и снижает ее надежность. Недостаточное усилие может стать причиной сброса гусеницы, особенно на поворотах. Оптимальное усилие T_0 предварительного натяжения, обеспечивающее требуемую стрелу Δ провисания [3], находят по формуле

$$T_0 = \frac{ql_0^2}{8\Delta}, \qquad (1)$$

где q — вес единичной длины гусеничной цепи; l_0 — длина свободного провисания цепи (между поддерживающими роликами).

а) *б*)

Рис. 1. Гусеничные тракторы с треугольным обводом

В гусеничных тракторных агрегатах все чаще используют треугольный обвод (рис. 1), имеющий ряд неоспоримых преимуществ. Однако расчеты предварительного натяжения гусеничной цепи с треугольным обводом окончательно еще не отработаны.

Рассмотрим формирование усилия натяжения гусеничной ленты для свободной ветви, наклоненной относительно горизонта под произвольным углом β, который определяет контур обвода (рис. 2).

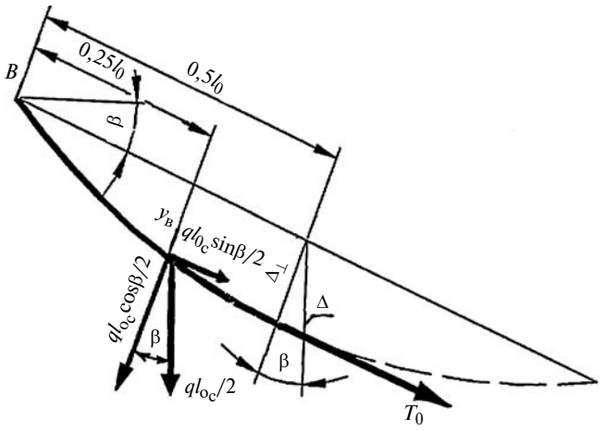


Рис. 2. Расчетная схема для усилия натяжения в свободной ветви обвода

При вертикальной стреле Δ провисания отклонение в перпендикулярном направлении к линии натяжения цепи меньше и составляет $\Delta_\perp = \Delta\cos\beta$.

При малом провисании цепь можно заменить гибкой тяжелой нитью [4] и рассматривать равновесие половины провисшей ветви. Поскольку усилие натяжения направлено по касательной, то в точке разрыва оно соответствует направлению натяжения.

Уравнение равновесия (сумма моментов относительно точки опоры, см. рис. 2, точка *B*) имеет вид:

$$T_0\Delta_\perp + \frac{ql_0\sin\beta}{2}y_в - \frac{ql_0\cos\beta}{2}\frac{l_0}{4} = 0,$$

где $y_в$ — плечо составляющей веса.

Ve0715.fm Page 87 Friday, June 19, 2015 8:49 AM

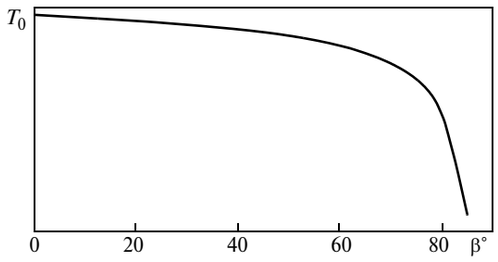


Рис. 3. Зависимость усилия T_0 предварительного натяжения от угла β наклона свободной ветви гусеницы

Неизвестное плечо $y_в$ можно найти при допущении, что гибкая линия цепи при отклонении образует параболу

$$x = Cy^2, \qquad (2)$$

где y — отклонение гибкой линии в направлении, перпендикулярном ее натяжению; C — коэффициент пропорциональности; x — координата вдоль линии натяжения.

Для середины свободной ветви провисания ($x = 0{,}5l_0$, $y = \Delta_\perp$) уравнение (2) приобретает вид

$$0{,}5l_0 = C\Delta_\perp^2.$$

Тогда коэффициент пропорциональности составит: $C = 0{,}5l_0/\Delta_\perp^2$.

Подставив это значение в уравнение (2) для точки приложения составляющей веса, получим:

$$0{,}25l_0 = \frac{0{,}5l_0}{\Delta_\perp^2}\, y_в^2.$$

Отсюда найдем плечо:

$$y_в = 0{,}5\Delta_\perp^2.$$

Выполнив все преобразования, получим усилие предварительного натяжения гусеничной цепи в треугольном обводе при вертикальном провисании Δ:

$$T_0 = \frac{ql_{0c}^2}{8\Delta} - \frac{ql_{0c}}{2\sqrt{2}}\,\mathrm{tg}\beta. \qquad (3)$$

Анализ формулы (3) показал, что при горизонтальном расположении свободной ветви (β = 0) получим формулу (1), что соответствует классическому эллиптическому обводу [5], следовательно, приведенные аналитические выражения верны.

Влияние угла β наклона свободной ветви на усилие предварительного натяжения отражает функция тангенса (рис. 3), которая показывает, что при одинаковых длинах свободной ветви и стрелы провисания усилие предварительного натяжения в треугольном обводе ниже, чем при классической эллиптической форме обвода. Однако резкое снижение при β > 60° указывает на то, что при этих значениях стрела провисания не может являться критерием оценки предварительного натяжения, так как вступают в действие ограничения по надежности сцепления гусеницы с ведущим колесом и появляется вероятность сброса гусеницы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Затраты** мощности в гусеничном движителе / Е. И. Колков, Ю. Н. Вереха, В. Б. Проскуряков, А. А. Стамбровский // Вестник бронетанковой техники. 1985. № 5. С. 23—26.

2. **Тарг С. М.** Краткий курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1986. 416 с.

3. **Платонов В. Ф.** Динамика и надежность гусеничного движителя. М.: Машиностроение, 1973. 292 с.

4. **Колков Е. И.** Влияние параметров гусениц на потери мощности в обводе // Вестник бронетанковой техники. 1990. № 4. С. 45—47.

5. **Машиностроение.** Энциклопедия. Т IV-15. Колесные и гусеничные машины / В. Ф. Платонов, В. С. Азаев, Е. Б. Александров и др. М.: Машиностроение, 1997. 688 с.

УДК 666.97.031.3

Д. В. ЛОБАНОВ, И. М. ЕФРЕМОВ, кандидаты технических наук (Братский ГУ), В. А. КУЗЬМИЧЕВ, д-р техн. наук (Санкт-Петербургский ГПУ), А. А. ЛИХАНОВ, А. Н. ЛОБАНОВА, Д. В. ДИВИН (Братский ГУ), e-mail: d_lobanov@mail.ru

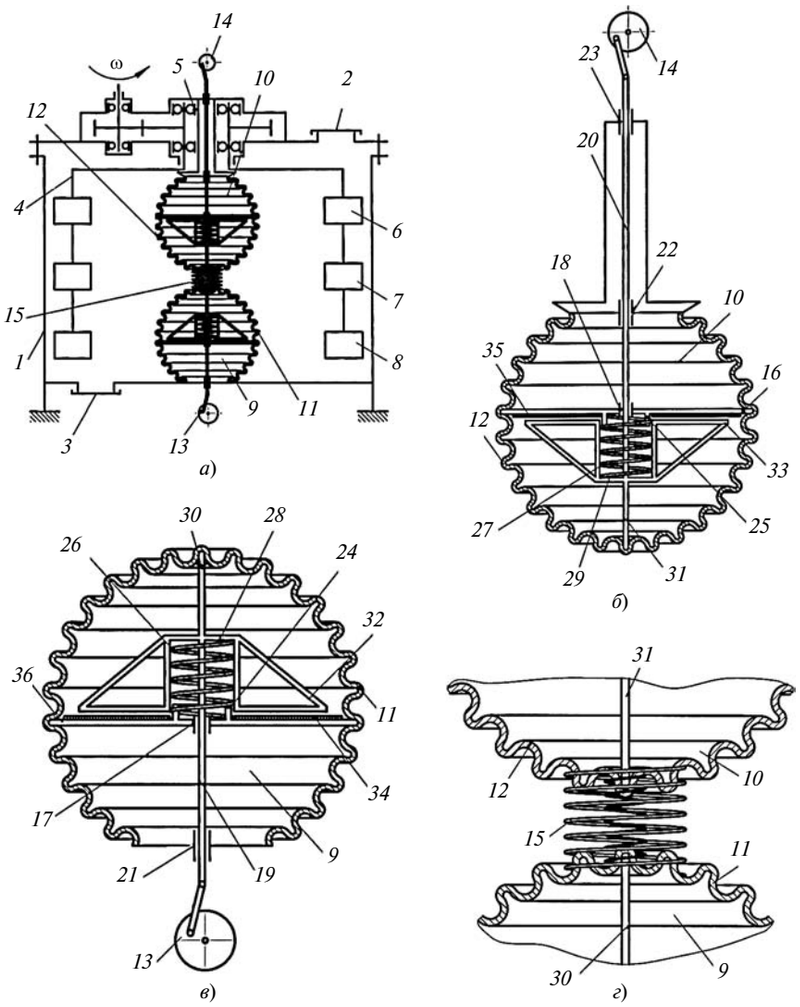
Роторно-вибрационный смеситель со сдвоенным подпружиненным двухчастотным сферическим вибратором*

Для приготовления смесей применяют различные смесители, работа которых основана на вибрациях. При создании вибрационных смесителей необходимо учитывать, что при колебаниях определенной частоты состояние бетонной смеси может измениться, кроме того, вибрация может оказывать разрушающее воздействие на конструкционные элементы смесителя. Эксплуатация данного оборудования связана с большими энергетическими затратами, и для их снижения следует использовать оптимальные режимы.

Разработан роторно-вибрационный смеситель (РВС) (рисунок *а*) со сдвоенным подпружиненным двухчастотным сферическим вибратором, который состоит из камеры *1* смешивания с окнами загрузки *2* и выгрузки *3*, ротора *4* с приводом *5* вращения с лопастями *6—8*. В нижней и верхней частях камеры *1* в корпусах *11* и *12* жестко закреплены вибраторы *9* и *10*, которые с помощью кривошипно-шатунных механизмов *13* и *14* создают одинаковые по амплитуде и различные по частоте

* Пат. 2494802 Рос. Федерации. Вибрационный смеситель.

Ve0715.fm Page 88 Friday, June 19, 2015 8:49 AM



Роторно-вибрационный смеситель со сдвоенным подпружиненным двухчастотным сферическим вибратором

колебания. Корпуса *11* и *12* вибраторов *9* и *10* представляют собой одинаковые металлические оболочки в виде гофрированных тонкостенных тел вращения, способные создавать разнонаправленные колебания. Внутри каждого корпуса в центре горизонтально жестко установлены диски *36* и *16* (рисунок *б* и *в*) с направляющими стойками *17* и *18*, которые обеспечивают поступательные движения штоков *19* и *20* от пар, образованных направляющей стойкой *21* и штоком *19* вибратора *9* нижнего кривошипно-шатунного механизма *13*, а также направляющей стойкой *22*, направляющей стойкой *23* привода *5* вращения лопастей и штоком *20* вибратора *10* верхнего кривошипно-шатунного механизма *14*. Диски *36* и *16* вибраторов *9* и *10* имеют цилиндрические выступы *24* и *25* для закрепления по внутреннему диаметру пружин *26* и *27* в стаканах *28* и *29*, к внешним сторонам которых крепятся толкатели *30*, *31*. Другие концы толкателей жестко крепятся к металлическим гофрированным оболочкам. С внешних сторон стаканов *28* и *29* имеются симметрично расположенные выступы *32* и *33*, которые передают возвратно-поступательные движение на диски *36* и *16*, передающие вибрации от металлических гофрированных оболочек при сжатии пружин *26* и *27* до упора в резиновые прокладки *34* и *35*, смягчающие удары выступов *32* и *33* о диски *36* и *16*.

Между корпусами *11* и *12* вибраторов *9* и *10* по центру для создания дополнительной вибрации установлен пружинный возбудитель *15* вибраций (рисунок *г*), состоящий из двух пружин разного диаметра, которые закреплены по диаметрам впадин с внешних сторон металлических гофрированных оболочек.

Компоненты бетонной смеси: песок, цемент, щебень и вода, через окно *2* последовательно загружают в камеру *7* смешивания. Включают приводы вибраторов *9*, *10* и привод *5* вращения ротора *4* с лопастями *6*—*8*, которые перемешивают смесь. Толкатели *30* и *37* через стаканы *28* и *29* пружин *26* и *27* и штоки *19* и *20* посредством кривошипно-шатунных механизмов *13* и *14* совершают возвратно-поступательные движения, вызывая колебания корпусов *11* и *12*. При сжатии пружин *26* и *27* до упора в резиновые прокладки *34* и *35* дисков *36* и *16* выступы *32* и *33* передают движение на диски *36* и *16*, которые дополнительно возбуждают колебания средних частей корпусов *11* и *12*. Пружинный возбудитель *15* создает дополнительные вибрации. Затем привод *5* и приводы кривошипно-шатунных механизмов *13* и *14* отключают и готовую смесь выгружают через окно *3*.

Конструкция данного РВС обеспечивает разнонаправленные колебания по всему объему камеры смесителя, что полностью исключает глухие зоны в камере смешивания. При этом исключены вибрационные воздействия на приводы вибраторов и обеспечивается максимальная защита подшипниковых узлов от попадания в них мелких частиц смешиваемых материалов.

Наличие двух вибраторов и дополнительного возбудителя колебаний обеспечивает равномерное распределение вибраций и интенсификацию процесса, турбулизацию смеси и тиксотропное разрушение структуры смешиваемого материала, что повышает эффективность перемешивания смеси и производительность процесса, а также снижает энергетические затраты, так как уменьшается потребляемая мощность в результате снижения сопротивления перемещению лопастей. Кроме того, достигается эффект виброкипения смеси, что сокращает время смешивания, а следовательно, повышает производительность смесителя.