

Федеральное агентство по образованию
Тверской государственный технический университет

**МЕХАНИКА И ФИЗИКА ПРОЦЕССОВ НА ПОВЕРХНОСТИ
И В КОНТАКТЕ ТВЕРДЫХ ТЕЛ И ДЕТАЛЕЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Межвузовский сборник научных трудов
Выпуск 1

Тверь 2008

УДК 621.891

ББК 22.37:34.41:31.16я43

Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел и деталей технологического и энергетического оборудования [Текст]: межвуз. сб. науч. тр. / Под ред. Н.Б. Демкина. Вып. 1. Тверь: ТГТУ, 2008. 136 с.

В сборник включены статьи теоретического и прикладного характера, посвященные широкому кругу вопросов, касающихся физических, химических, механических процессов на поверхности и в контакте твердых тел, а также различных деталей машиностроительных и энергетических машин и оборудования. Представлены работы, в которых рассматриваются вопросы повышения качества и надежности машиностроительного и электротехнического оборудования, физика контактных явлений в конденсированных средах, физические аспекты материаловедения, а также более общие вопросы технологии машиностроения.

Предназначен для научных и инженерно-технических работников, докторантов, аспирантов, студентов.

Подготовлен на кафедре физики Тверского государственного технического университета.

Редакционная коллегия:

доктор техн. наук профессор Н.Б. Демкин (ответственный редактор);

доктор техн. наук профессор Н.А. Буше;

доктор техн. наук профессор А.Н. Болотов;

доктор техн. наук профессор В.Г. Зубчанинов;

доктор техн. наук профессор В.В. Измайлов (зам. ответственного редактора);

канд. техн. наук доцент М.В. Новоселова (ответственный секретарь).

Рецензенты:

зав. кафедрой общей физики ТвГУ доктор хим. наук профессор Ю.Д. Орлов;

доцент кафедры общей физики ТвГУ кандидат физ.-мат. наук А.Р. Новоселов.

ISBN 978-5-7995-0414-4

© Тверской государственный
технический университет, 2008

ПРЕДИСЛОВИЕ

Сборник посвящается 75-летию кафедры физики Тверского государственного технического университета.

Начиная с 70-х годов XX века, когда заведующим кафедрой стал д.т.н. профессор Н.Б. Демкин, на кафедре сформировалась научная школа по механике и физике фрикционного контакта. В сферу научных интересов ученых – представителей данной научной школы – входят многие проблемы, так или иначе связанные с механическими, физическими, химическими процессами в контакте поверхностей: расчет характеристик контакта с учетом механических свойств материалов, микро- и макрогеометрии контактирующих деталей, воздействия эксплуатационных факторов и срока службы соединения; расчет фрикционных характеристик и интенсивности изнашивания фрикционных соединений. Большое внимание в работах представителей школы уделяется расчету электрической и термической проводимости контакта. Были созданы научные основы расчета характеристик контакта дисперсных и высокоэластичных материалов. Еще одним из направлений исследований является триботехника магнитных узлов и магнитных смазок. Ведутся работы в области фрикционного и электроконтактного материаловедения.

С конца 70-х годов XX века на базе кафедры функционирует диссертационный совет по специальности 05.02.04 Трение и износ в машинах, ежегодно издается межвузовский сборник научных трудов по тематике научной школы.

Сложная природа фрикционных процессов требует для своего изучения интеграции усилий ученых многих специальностей: физиков, химиков, материаловедов, механиков, математиков и др. Поэтому сборник включает широкий спектр статей фундаментального и прикладного плана, содержащих как теоретические результаты, так и конкретные технические разработки в области машиностроения, приборостроения и энергетики. Авторами статей являются как сотрудники кафедры физики, так и представители других ведущих учебных, научных, проектно-конструкторских организаций Российской Федерации.

Статьи в сборнике расположены по тематическим разделам.

Публикуемые материалы предназначены для научных работников и специалистов в области проектирования и эксплуатации современного машиностроительного, энергетического, транспортного оборудования, а также для докторантов, аспирантов, магистрантов и студентов машиностроительных, энергетических и приборостроительных специальностей.

КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

УДК 539.371

А.С. Иванов

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

КАСАТЕЛЬНАЯ КОНТАКТНАЯ ЖЕСТКОСТЬ ПЛОСКОГО СТЫКА

При нагружении соединения сдвигающей силой F_t возникает касательное смещение [1] δ_t одной детали относительно другой, обусловленное касательной контактной податливостью стыка. Такое смещение в работе [2] и многих других, начиная с работы А.В. Верховского [3], называют предварительным смещением.

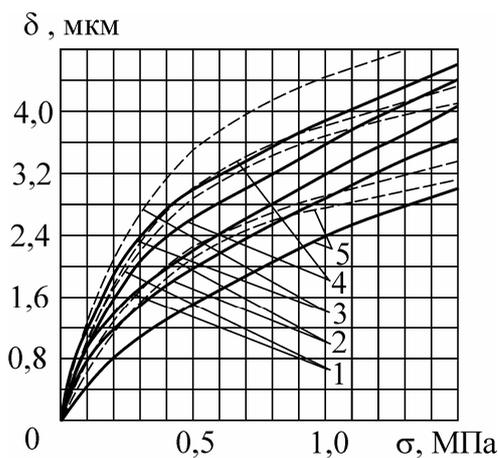


Рис. 1. Сближение чугунных образцов в зависимости от давления в контакте:
 1 – чистовое точение; 2 – шлифование;
 3 – шабрение, глубина впадин 8 – 10 мкм;
 4 – шабрение, глубина впадин 4 – 6 мкм;
 5 – шабрение, глубина впадин 1 – 2 мкм.
 Линии: сплошные – эксперимент [4];
 пунктирные – расчет

В.Н. Кирсанова [4] под руководством Д.Н. Решетова провела исследование касательных смещений для плоских стыков на экспериментальной установке с узкой кольцевой поверхностью контакта. Площадь поверхности контакта составляла 5100 мм^2 . Нормальная нагрузка создавалась домкратом через динамометр. Давление менялось в пределах $0,09 - 1,5 \text{ МПа}$. Стык нагружали крутящим моментом путем приложения пары сил. Центрирование образцов обеспечивалось с помощью радиального однорядного шарикоподшипника. Контактующие детали были выполнены из серого чугуна и имели высокую собственную жесткость. Измерение сближений в вертикальном и смещений в окружном направлениях проведено микрокатрами с ценой деления $0,1 \text{ мкм}$. На рис. 1 представлены экспериментально замеренные сближения в зависимости от давления в контакте при разных видах обработки контактирующих поверхностей.

На рис. 2 приведены экспериментально замеренные [1, 4] смещения для контактирующих поверхностей, полученных чистовым точением. Сплошные линии соответствуют нагружению, пунктирные – разгрузке. На участке $0A$ имеет место упругое смещение при первичном нагружении, на

В.Н. Кирсанова [4] под руководством Д.Н. Решетова провела исследование касательных смещений для плоских стыков на экспериментальной установке с узкой кольцевой поверхностью контакта. Площадь поверхности контакта составляла 5100 мм^2 . Нормальная нагрузка создавалась домкратом через динамометр. Давление менялось в пределах $0,09 - 1,5 \text{ МПа}$. Стык нагружали крутящим моментом путем приложения пары сил. Центрирование образцов обеспечивалось с помощью радиального однорядного шарикоподшипника. Контактующие детали были выполнены из серого чугуна и имели высокую собственную жесткость. Измерение сближений в вертикальном и смещений в окружном направлениях проведено микрокатрами с ценой деления $0,1 \text{ мкм}$. На рис. 1 представлены экспериментально замеренные сближения в зависимости от давления в контакте при разных видах обработки контактирующих поверхностей.

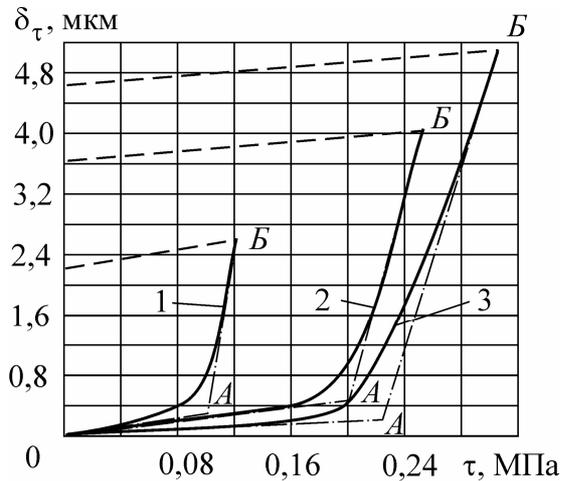


Рис. 2. Зависимости смещения при первом нагружении от касательного напряжения для контактирующих поверхностей, полученных чистовым точением:
 1 – $\sigma = 0,5$ МПа; 2 – $\sigma = 1,0$ МПа;
 3 – $\sigma = 1,5$ МПа

половине силы трения покоя. Величина упругого смещения составила существенно меньшую часть величины полного смещения. Замечено, что с увеличением времени предварительного нагружения неподвижного контакта значения отношений τ/σ в точках *Б* возрастают.

При повторных нагружениях наблюдались чисто упругие смещения до касательной нагрузки, не превышающей первичную. Зависимость упругого смещения от касательного напряжения оказалась линейной:

$$\delta_{\tau} = k_{\tau}\tau, \quad (2)$$

где k_{τ} – коэффициент касательной контактной податливости.

Зависимость коэффициента касательной контактной податливости от номинального давления представлена на рис. 3.

Е.С. Гречищев и А.А. Ильяшенко [5] экспериментально исследовали касательную податливость стыка в соединении вал-втулка с натягом. Нормальное давление в стыке определяли с помощью тензодатчиков, наклеенных на наружную поверхность втулки. Соединение нагружали крутящим моментом. Окружное перемещение торца втулки фиксировали специально сконструированным для этой цели датчиком измерения малых линейных перемещений. Результаты их исследования представлены точками на рис. 4.

Возникает вопрос, как соотносятся между собой коэффициенты нормальной k и касательной k_{τ} контактной податливости?

участке *АБ* контактный слой пластически деформируется. Штрихпунктирными линиями показана линеаризация зависимости $\delta_{\tau} = f(\tau)$. Величина отношения τ/σ в точке *Б* соответствует коэффициенту трения покоя f в стыке. При превышении этого значения возникает срыв контакта. Таким образом, предельное касательное напряжение τ_{\max} определяется значениями σ и f :

$$\tau_{\max} = f\sigma. \quad (1)$$

Аналогичные кривые были построены и для других видов обработки контактирующих поверхностей. В результате исследования [1, 4] установлено, что при первом нагружении упругие смещения наблюдаются в пределах нагрузки примерно равной по-

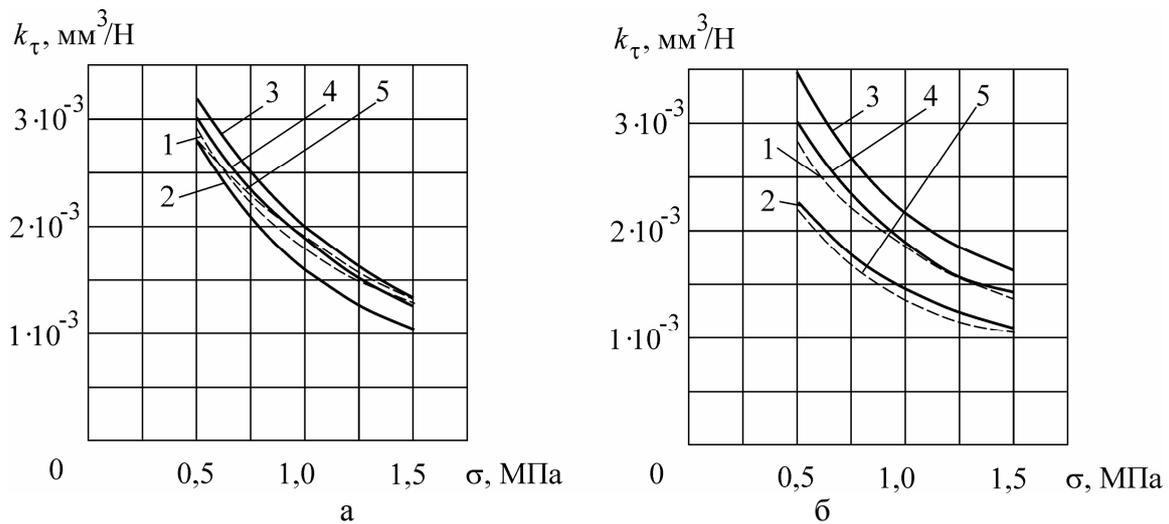


Рис. 3. Значения коэффициента касательной контактной податливости в зависимости от номинального давления:

1 – чистовое точение; 2 – шлифование; 3 – шабрение, глубина впадин 8 – 10 мкм; 4 – шабрение, глубина впадин 4 – 6 мкм; 5 – шабрение, глубина впадин 1 – 2 мкм.
a – эксперимент [1, 4]; *б* – результат расчета по формулам (7), (9)

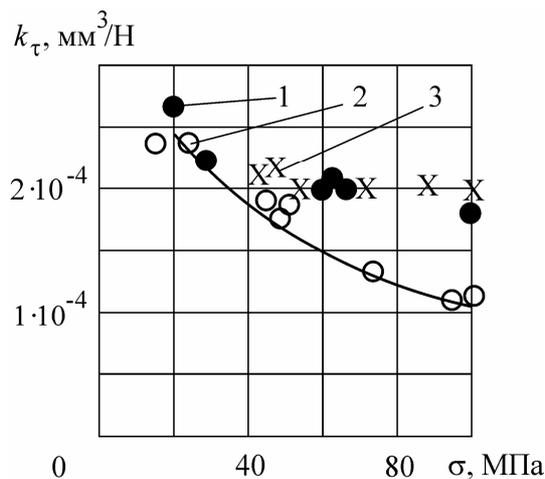


Рис. 4. Экспериментальные [5] (точки) и расчетные, полученные по формулам (7), (9), (линия) значения коэффициента касательной контактной податливости в зависимости от номинального давления при сборке соединения вал-втулка с натягом:

1 – тепловой; 2 – с охлаждением вала; 3 – гидропрессовой.

Параметры стыка $Ra_1 = Ra_2 = 1,25$ мкм, поверхности контакта получены круглым шлифованием, $l = 120$ мм

В работе [6] с использованием результатов исследований И.Г. Горячевой, Н.Б. Демкина, Ю.Н. Дроздова, З.М. Левиной, И.В. Крагельского, Д.Н. Решетова, Э.В. Рыжова, А.Г. Сулова расчетно-экспериментальным

методом получена зависимость сближения δ при повторном нагружении номинальным давлением σ в контакте, учитывающая деформацию микронеровностей, волн и макроотклонений, от параметров, известных на стадии проектирования,

$$\frac{\delta}{Ra} = c_0 \varepsilon \left(\frac{\sigma}{E} \right)^{0,5}, \quad (3)$$

где $Ra = (Ra_1 + Ra_2)/2$ – средняя арифметическая высота микронеровностей контактирующих поверхностей; c_0 – безразмерный параметр, зависящий от вида обработки поверхностей и направления следов обработки, который равен 160 для контактирующих поверхностей, полученных торцовым точением или строганием, в случае параллельности следов обработки и 500 в остальных случаях (для контактирующих поверхностей, полученных шлифованием или фрезерованием независимо от направления следов обработки и торцовым точением или строганием в случае непараллельности следов обработки); $\varepsilon = f(\Delta - W_{\max})$ – коэффициент влияния масштаба, зависящий от допуска плоскостности Δ , определяемого степенью точности по ГОСТ 24643 – 81 и наибольшим размером контактной поверхности l , а также наибольшей высотой волны W_{\max} , если контактирующие поверхности шабрили, то значение разности $(\Delta - W_{\max})$ можно принимать равной 0,8 максимальной глубины шабровочных впадин; $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости.

После замены

$$c = Ra c_0 / E^{0,5} \quad (4)$$

зависимость (3) принимает вид

$$\delta = c \varepsilon \sigma^{0,5}. \quad (5)$$

Коэффициент влияния масштаба

$$\varepsilon = \delta / \delta_0, \quad (6)$$

где $\delta_0 = c \sigma^{0,5}$ – сближение контактных поверхностей, наибольший размер $l_0 = 50$ мм которых выбран за эталон.

Принимают:

$$\begin{aligned} \text{при } l = 50 \text{ мм } \varepsilon &= 1; \\ l < 50 \text{ мм } \varepsilon &= l/50; \\ l > 50 \text{ мм, если } 3a^{1/3} < a, \text{ то } \varepsilon &= 3a^{1/3}, \\ \text{если } 3a^{1/3} > a, \text{ то } \varepsilon &= 0,5a + (1 - a^2/12)^{1/2}, \end{aligned} \quad (7)$$

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

Сближение при первом нагружении также может быть оценено по формуле (3). Чтобы найти оценку, коэффициент пропорциональности c_0 следует увеличить в δ_1/δ раз, где δ_1 – сближение при первом нагружении.

Соотношение δ_1/δ находится в пределах 2...4 и зависит от твердости и шероховатости контактирующих поверхностей.

Конструктора интересуют не только сближения, но и углы поворота в стыке контактирующих деталей. Если стык сжат силой, при которой в стыке возникает номинальное давление σ_0 , а затем к стыку приложен опрокидывающий момент M , то под действием момента возникает угол поворота φ стыка, вызванный контактной деформацией, который можно оценить по формуле

$$\varphi \approx k\varepsilon M/I, \quad (8)$$

где k – коэффициент нормальной контактной податливости, $\text{мм}^3/\text{Н}$, численно равный тангенсу угла наклона касательной к графику зависимости сближения δ от давления σ при $\sigma = \sigma_0$,

$$k = \text{tg}\alpha_\sigma = 0,5Ra c_0 / (E\sigma_0)^{0,5}; \quad (9)$$

I – момент инерции стыка.

По результатам экспериментов работ [1, 4] оценена величина отношения

$$K_\tau = k_\tau / (k\varepsilon) \quad (10)$$

при разных давлениях для различных видов обработки. Принято, что $c_0 = 500$; $E_1 = E_2 = 10^5$ МПа; наружный диаметр контактной поверхности равен 110 мм; при чистовом точении и шлифовании параметр шероховатости поверхности составляет $Ra_1 = Ra_2 = 1,25$ мкм, для шабренных поверхностей $Ra_1 = Ra_2 = 1,2$ мкм. Оказалось, что во всех случаях $K_\tau \approx 1$, поэтому в расчетах можно принимать $K_\tau = 1$ и $k_\tau = k\varepsilon$.

Автором для испытанных в работе [4] образцов рассчитаны: по формуле (7) значения коэффициента влияния масштаба ε ; по формуле (3) контактные сближения (рис. 1, пунктирные линии); по формуле (9) коэффициент нормальной контактной податливости k . По известным значениям ε и k , приняв $K_\tau = 1$, расчетом оценен коэффициент касательной контактной податливости (рис. 3, б). Из сопоставления результатов эксперимента (рис. 3, а) и расчетов (рис. 3, б) видно их хорошее совпадение.

Аналогично были вычислены значения коэффициента касательной контактной податливости для испытанного авторами работы [5] соединения вал-втулка с натягом (рис. 4, точки). Сопоставление результатов расчета и эксперимента также показывает их хорошее совпадение.

Из вышесказанного можно заключить, что смещение δ_τ в контакте (в миллиметрах) можно вычислять по формуле

$$\delta_\tau = k\varepsilon\tau. \quad (11)$$

Предельное упругое смещение $\delta_{\tau \max}$ при повторном нагружении, согласно формулам (1) и (11), определяется коэффициентом трения f и нормальным давлением σ в стыке:

$$\delta_{\tau \max} = k \varepsilon f \sigma. \quad (12)$$

Отметим, что при вычислении $\delta_{\tau \max}$ по формуле (12) следует учитывать зависимость коэффициента трения f от шероховатости поверхностей и скорости нагружения контакта. При первичном нагружении $\delta_{\tau \max \text{ перв}} \approx 0,5 \delta_{\tau \max}$.

В работе [2] предельное упругое смещение получено из теоретических соображений. Расчетная формула имеет вид

$$\delta_{\tau \max} = \left(\frac{0,9 (2 - \mu) (1 + \mu)}{[2 (1 - \mu^2)]^{\frac{2\nu-1}{2\nu+1}}} \right) \left(\frac{J^{1/2}}{K_3 b} \right)^{\frac{2}{2\nu+1}} H_{\max}^{2\nu/(2\nu+1)} f \left(\frac{N}{A_c E} \right)^{\frac{2}{2\nu+1}}, \quad (13)$$

где μ – коэффициент Пуассона; E – модуль упругости; f – коэффициент трения; $J = r_1 r_2 / (r_1 + r_2)$; r – радиус выступов микронеровностей; H_{\max} – максимальная высота неровностей; A_c – контурная площадь; b , ν – коэффициенты, характеризующие опорную кривую; N – нормальная сила; K_3 – коэффициент, зависящий от ν . Сопоставляя формулы (12) и (13) и учитывая, что в большинстве случаев $\nu = 2$, видим, что структурно они одинаковы: формула (12) при подстановке в нее значения k (9) принимает вид $\delta_{\tau \max} = 0,5 \varepsilon R a f (\sigma/E)^{0,5}$, первые три сомножителя в этой формуле являются аналогами сомножителей в первых двух скобках формулы (13); $H_{\max} \approx 5 R a$, причем показатель степени при H_{\max} равный $2\nu/(2\nu+1)$ близок единице; параметры, находящиеся в последних скобках формул, практически равны друг другу $(\sigma/E)^{0,5} \approx [N/(A_c E)]^{2/(2\nu+1)}$.

Таким образом, в данной работе формулы (3) – (9), полученные ранее в работе [6], дополнены формулами (1), (2) и (10) – (12), удобными для решения задач контактной жесткости неподвижных соединений деталей машин. Формулы позволяют по значениям модулей упругости материалов деталей, размеров поверхности стыка, средних арифметических высот микронеровностей, коэффициента трения в стыке, масс деталей и моментов инерции масс, зная вид обработки контактирующих поверхностей и направление следов обработки, рассчитать сближения, угол перекоса и смещения в стыке под действием соответственно сжимающей силы, опрокидывающего момента и сдвигающей силы. Полученные формулы позволяют рассматривать контактный слой как третье тело с известной жесткостью в нормальном к поверхности контакта и касательном направлениях. Наличие формулы для расчета касательной жесткости стыков даст возможность, например, уточнить в части недопущения фреттинг-коррозии предложенный ранее [7] метод расчета соединения с натягом.

Библиографический список

1. Левина, З.М. Контактная жесткость машин / З.М. Левина, Д.Н. Решетов. М. : Машиностроение, 1971. 264 с.
2. Демкин, Н.Б. Контактное шероховатых поверхностей / Н.Б. Демкин. М. : Наука, 1970. 227 с.
3. Верховский, А.В. Явление предварительного смещения при трогании несмазанных поверхностей с места / А.В. Верховский // Журнал прикладной физики. 1926. Т. 3. С. 311-314.
4. Кирсанова, В.Н. Исследование касательной контактной податливости деталей машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук / В.Н. Кирсанова. М. : МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1970. 20 с.
5. Гречищев, Е.С. Соединения с натягом / Е.С. Гречищев, А.А. Ильяшенко. М. : Машиностроение, 1981. 247 с.
6. Иванов, А.С. Расчет контактной деформации при конструировании машин / А.С. Иванов, В.В. Измайлов // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2006. № 8. С. 3-10.
7. Иванов, А.С. Учет контактной жесткости сопрягаемых поверхностей при расчете соединения с натягом / А.С. Иванов, Б.А. Попов // Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел и деталей машин: межвуз. сб. научн. тр. Тверь: ТГТУ, 2005. С. 21-28.

УДК 621.892

С.Г. Докшанин, И.И. Докшанина, Р.С. Привалихин
Сибирский федеральный университет

**МОДЕЛИРОВАНИЕ КАЧЕНИЯ РОЛИКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ
НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ С УЧЕТОМ СИЛ ТРЕНИЯ**

Большое влияние на характер поверхностных повреждений оказывает действие сил трения. Определение степени их влияния на усталостные процессы при качении под нагрузкой позволило бы разработать меры по повышению долговечности опор качения.

Касательные нагрузки, действующие на площадке контакта и зависящие от действующих сил трения, оказывают существенное влияние на расчет напряженного состояния. Максимальные касательные напряжения, связанные с увеличением силы трения, повышают значения нормальных напряжений, что приводит к появлению усталостного изнашивания поверхностей. При этом скорость процесса изнашивания будет зависеть от свойств смазочного материала и толщины смазочной пленки, разделяющей поверхности.

Представленная работа является частью комплекса лабораторных исследований, связанных с повышением долговечности опор качения за счет применения в них смазочных материалов с улучшенными антифрикционными свойствами. В подшипниках качения их применение преследует такие цели, как уменьшение трения и износа поверхностей, отвод выделяемого тепла и защита поверхностей от коррозии, но наиболее существенной из них является уменьшение сил трения в зоне контакта.

Для реализации модели использовался программный пакет ELCUT, способный моделировать условия плоских двумерных полей методом конечных элементов. Он позволяет решать задачи теории упругости в постановках плоских напряжений, плоских деформаций и осесимметричного напряженного состояния с изотропными или ортотропными свойствами материалов.

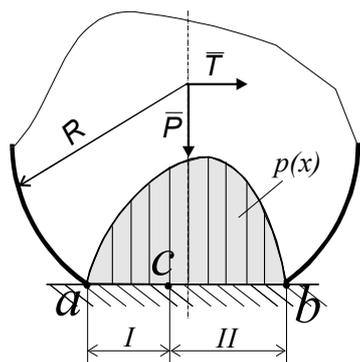


Рис. 1. Схема контакта ролика при качении по упругому основанию

В зоне контакта имеется герцевская площадка прямоугольной формы ширины $2b$ и длины l , равной длине ролика, образованная упругими деформациями, которая состояла из двух участков (рис. 1). Участок II, расположенный на стороне набегания цилиндра является зоной сцепления, участок I – зоной, где имеет место проскальзывание контактирующих поверхностей. Координату точки c , разделяющей две зоны, можно определить из формулы [1]

$$c = b \left(1 - \frac{1}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{1 - 2\nu}{f(2 - 2\nu)} \right),$$

где b – полуширина площадки контакта, определенная по формулам Герца; f – коэффициент трения скольжения; ν – коэффициент Пуассона. Размер полуширины площадки рассчитывался для случая контакта цилиндра с плоскостью и определялся по формуле [2]

$$b = 0,798 \sqrt{2pR(\Theta_1 + \Theta_2)},$$

где R – радиус цилиндра; $\Theta_i = \frac{1-\nu_i^2}{E_i}$ – упругий коэффициент; E – модуль упругости материала; ν – коэффициент Пуассона. Расчетная схема состоит из двух блоков – ролика и дорожки качения (рис. 2). Каждый блок разбивается на ребра и вершины, к которым прикладываются действующие точечные или поверхностные нагрузки.

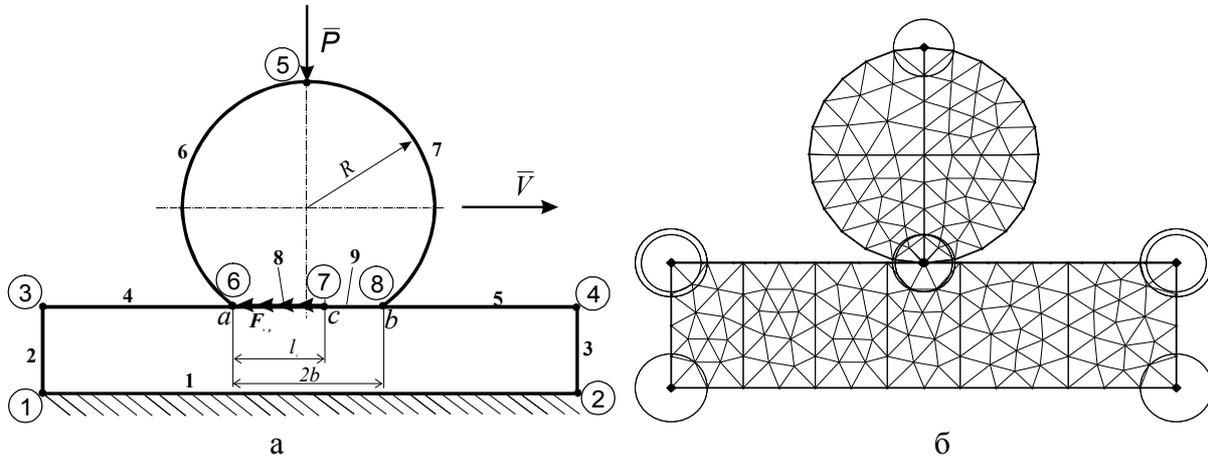


Рис. 2. Расчетная схема (а) и сетка конечных элементов (б) модели контакта ролика с плоскостью качения

Значения напряжений в упругом контакте ролика с поверхностью при наличии граничного слоя смазочного материала определялись как вдоль площадки контакта, так и по глубине по центру площадки. Условия, определяющие нагружение площадки контакта между двумя скользящими телами для такой схемы будут представлены системой уравнений [3]:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_z &= -q(x) = -\frac{q_0}{a} (a^2 - x^2)^{\frac{1}{2}}, \\ \tau_{xz} &= -f q(x), \end{aligned} \right\} z = 0, \quad -a \leq x \leq a,$$

где f – коэффициент трения; a – полуширина площадки контакта; q_0 – давление в центре площадки; τ_{xz} – тангенциальное напряжение на площадке контакта; $q(x)$ – нормальное напряжение.

Значения коэффициентов трения были определены экспериментально при изучении влияния ультрадисперсных добавок к смазочным материалам на величину силы трения при условии проскальзывания ролика. Исходным и основным расчётным напряжением принимались максимальные касательные напряжения τ_{\max} .

Увеличение сил трения на участке скольжения приводит к перемещению максимальных касательных напряжений к поверхности, в направлении действия силы трения, при этом максимальные срезающие напряжения будут располагаться на небольшой глубине или непосредственно на поверхности [4]. Так, на рис. 3 представлены полученные с помощью компьютерной модели изображения полей распределения касательных напряжений по глубине дорожки. Заметно, что более темные области, соответствующие максимуму касательных напряжений, с увеличением коэффициента трения смещаются ближе к поверхности.

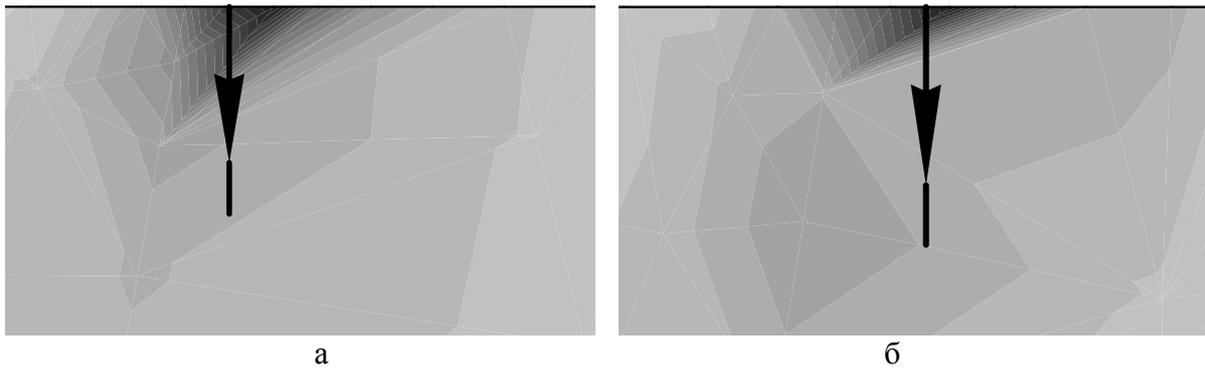


Рис. 3. Поля распределения касательных напряжений по глубине в зависимости от коэффициента трения f : а – при $f = 0,09$; б – при $f = 0,11$

На графиках (рис. 4) представлены зависимости распределения касательных напряжений, действующих на некоторой глубине под поверхностью на оси, нормальной к поверхности контакта. Значения сил трения, соответствующие действующим на поверхности касательным нагрузкам, взяты для коэффициентов трения 0,09 и 0,11.

Как показывают результаты моделирования, использование смазочных материалов с антифрикционными добавками уменьшает величину поверхностных касательных напряжений на дорожке качения. Таким образом, снижение действующих на площадке контакта сил трения уменьшает значения поверхностных касательных напряжений на участке проскальзывания площадки контакта, что положительно сказывается на долговечности опор качения.

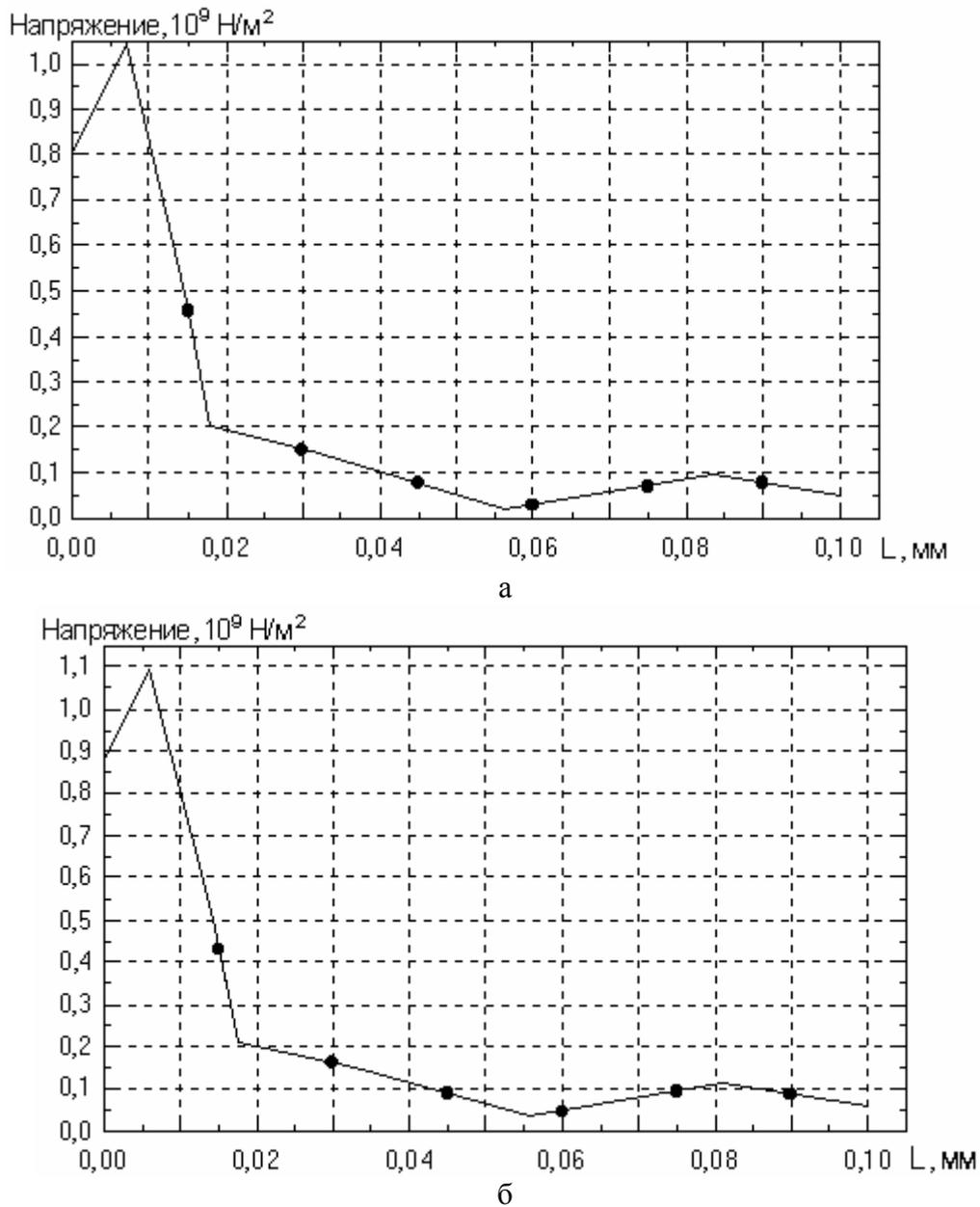


Рис. 4. Распределение касательных напряжений по глубине основания для коэффициента трения f : а – при $f = 0,09$; б – при $f = 0,11$

Библиографический список

1. Пинегин, С.В. Трение качения в машинах и приборах / С.В. Пинегин. М. : Машиностроение, 1976. 264 с.
2. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: справочник / Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. М. : Машиностроение, 1993. 640 с.
3. Горячева, И.Г. Механика фрикционного взаимодействия / И.Г. Горячева. М. : Наука, 2001. 478 с.
4. Морозов, Е.М. Контактные задачи механики разрушения / Е.М. Морозов, М.В. Зернин. М. : Машиностроение, 1999. 544 с.

УДК 621.82

М.М. Матлин, А.И. Мозгунова, А.А. Стариков
Волгоградский государственный технический университет

РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ НЕСТАНДАРТНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ

В настоящее время подбор стандартных подшипников качения выполняют согласно ГОСТ 18854-94 [1]. При этом полагают, что как впервые предложено в работе [2] и внесено в названный стандарт, статическая грузоподъемность C_0 соответствует нагрузке на подшипник, при которой суммарная остаточная деформация тела качения кольца подшипника в зоне контакта приблизительно равна 0,0001 диаметра тела качения D_w .

Следует отметить, что наряду со стандартными подшипниками в современной технике применяют и подшипники, которые отличаются от стандартных как по размерам, так и по твердости используемых сталей. В качестве примеров можно назвать крупногабаритные опорно-поворотные устройства, узлы машин, в которых валы или корпусные детали одновременно играют роль и колец подшипников. Очевидно, что методика, приведенная в ГОСТ 18854-94, не позволяет определять статическую грузоподъемность шариковых подшипников качения, если их размеры, форма контактных поверхностей, материал деталей и его твердость отличаются от предусмотренных для стандартных подшипников.

В данной статье предложен универсальный метод определения статической грузоподъемности подшипников качения, который справедлив как для стандартных подшипников, так и для подшипников с произвольным сочетанием конструкции, размеров и твердости материалов деталей.

Как известно, при силовом контакте шара с контртелом (в данном случае с поверхностью беговой дорожки кольца подшипника) пластическая деформация впервые возникает (при нагрузке $P_{кр.глуб}$) в контртеле на оси действия контактной нагрузки на расстоянии от поверхности, равном половине радиуса площадки контакта; далее пластическая деформация распространяется на контур площадки контакта (при нагрузке $P_{кр.конт}$), затем появляется и в центре площадки контакта (при нагрузке $P_{кр}$). Существенно, что в специальном исследовании, выполненном в работе [3], установлено, что статическая грузоподъемность стандартных подшипников качения соответствует (с погрешностью не более 5-10 %) критической нагрузке $P_{кр.глуб}$. В ряде исследований, например [4], показано, что подшипниках силовых узлов (не требующих прецизионной точности) в качестве предельной может приниматься заметно большая по сравнению с указанными

нагрузка P_{lim} , соответствующая резкому отклонению кривой вдавливания от упругих зависимостей Г. Герца.

Разработанный метод реализуют в следующей последовательности. Вначале определяют диаметр шарика $D_w = 2R_w$, число рядов i и число z шариков в одном ряду, номинальный угол α контакта подшипника.

Затем измеряют радиусы кривизны ($R_{1,1}$ и $R_{1,2}$) дорожек качения колец подшипника (или деталей их заменяющих) в сечениях двумя плоскостями главных кривизн и определяют [5] с учетом диаметра шарика наименьший приведенный радиус кривизны $R_{np.мин}$ в контакте шарика и дорожек качения колец подшипника по формуле

$$R_{np} = \frac{1}{n_p n_\delta (A + B)},$$

где n_p и n_δ – коэффициенты, зависящие от отношения A/B главных кривизн [6]; A и B – соответственно (для первого или то же самое для внутреннего кольца подшипника) меньшая и большая из следующих двух сумм:

$$A = 0,5 \left(\frac{1}{R_w} \pm \frac{1}{R_{1,1}} \right),$$

$$B = 0,5 \left(\frac{1}{R_w} \pm \frac{1}{R_{1,2}} \right).$$

Определяют наименьшее значение пластической твердости $HД_{мин}$ материала дорожки качения кольца подшипника, измеряют предельную равномерную деформацию ε_p материала дорожки качения кольца подшипника, имеющего наименьшее значение пластической твердости. Пластическую твердость определяют по ГОСТ 18835-73 [6]. Твердость $HД$ можно определить и путем измерения других чисел твердости, например твердости по Роквеллу HRC_3 , (которую обычно используют при контроле деталей подшипника), с последующим пересчетом по формуле

$$HД = 3,57 \cdot 10^4 HRC_3^{4,05} + 3335.$$

Рассчитывают наименьшее значение показателя сопротивления материала колец подшипника контактной упругопластической деформации

$$\Pi = R_{np.мин}^2 \left(\frac{HД_{мин}}{e^{\varepsilon_p}} \right)^3,$$

по которому с учетом упругих констант (E и μ) материалов шарика и кольца подшипника (для наименьшего значения показателя Π) определяют наибольшую допускаемую нагрузку $P_{дон} = P_{кр.глуб}$ на наиболее нагруженный шарик:

$$P_{don} = 0,015 \frac{\pi^2 (k_1 + k_2)^2}{(1 - 2\mu_2)^3} \Pi,$$

где $k_{1,2} = (1 - \mu_{1,2}^2) / \pi E_{1,2}$; $\mu_{1,2}$ и $E_{1,2}$ – соответственно коэффициент Пуассона и модуль нормальной упругости (индексы 1 и 2 относятся к материалам шарика и кольца подшипника).

С учетом P_{don} определяют базовую статическую грузоподъемность шарикового подшипника качения по известным [1] формулам:

для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$C_0 = 0,2 P_{don} z \cos \alpha,$$

для упорных и упорно-радиальных подшипников

$$C_0 = P_{don} z \sin \alpha.$$

В результате сравнительного анализа (фрагмент анализа приведен в табл.) определения C_0 по ГОСТ 18854-94 и предлагаемому методу, наибольшая погрешность определения статической грузоподъемности шарикового подшипника качения по сравнению с экспериментом составляет: у предлагаемого метода не более 6 % как для стандартных, так и для нестандартных подшипников; у метода по ГОСТ 18854-94 погрешность для нестандартных подшипников может быть в разы больше, что является вполне предсказуемым.

Сравнительный анализ рассматриваемых методов

Обозначение подшипника	Предлагаемая методика				Стандартная методика $C_{0,n}$, Н	$C_0/C_{0,n}$
	$R_{пр.мин}$, мм	$H_{Д.мин}$, МПа	$P_{дон}$, Н	C_0 , Н		
Стандартный радиальный подшипник № 210	29,29	9840	13750	55000	57000	0,965
Стандартный радиально-упорный подшипник № 46317	67,58	10270	83440	119990	125800	0,954
Стандартный упорно-радиальный подшипник № 7168284	69,99	10730	102400	1810190	2051000	0,883
Стандартный упорный подшипник № 8128	27,70	10730	16040	449120	400000	1,123
Нестандартный радиальный подшипник	121,99	3400	8650	25950	623220	0,042
Нестандартный радиально-упорный подшипник	235,1	9000	193900	453120	1366680	0,332
Нестандартный упорно-радиальный подшипник	233,31	8200	497170	5166740	8649060	0,597
Нестандартный упорный подшипник	275,57	2060	8420	151560	19298250	0,0079

Таким образом, описанный метод можно использовать в инженерной практике, поскольку он позволяет определять базовую статическую грузоподъемность как стандартных, так и нестандартных шариковых подшипников качения с произвольным сочетанием размеров и физико-механических свойств материалов деталей.

Библиографический список

1. ГОСТ 18854-94. Подшипники качения. Статическая грузоподъемность. М. : Изд-во стандартов, 1997. 13 с.
2. Пальмгрен, А. Шариковые и роликовые подшипники / А. Пальмгрен. М. : Машгиз, 1949. 123 с.
3. Стариков, А.А. Разработка и исследование методов по определению нагрузочной способности подшипников / А.А. Стариков, М.М. Матлин // XI регион. конф. молодых исследователей Волгоградской области: тез. докл. Волгоград : Политехник, 2007. С. 105-106.
4. Черменский, О.Н. Определение несущей способности плоской опоры из закаленной стали при контакте с жестким цилиндром и шаром / О.Н. Черменский // Машиноведение. 1976. №4. С. 77-80.
5. Дрозд, М.С. Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации / М.С. Дрозд, М.М. Матлин, Ю.И. Сидякин. М. : Машиностроение, 1986. 224 с.
6. ГОСТ 18835-73. Металлы. Метод измерения пластической твердости. М. : Изд-во стандартов, 1974. 15 с.

УДК 621.891+531.4+539.3

В.Г. Терещенко
Северо-Кавказский государственный технический университет

МЕТОД РАСЧЁТА СТАТИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ НА ПОВЕРХНОСТИ КОНТАКТА ПРИ ВНЕДРЕНИИ АБРАЗИВНОЙ ЧАСТИЦЫ

В статье [1] рассматривалось однократное воздействие на единичное пятно контакта, которое производилось со стороны выступа контртела либо отдельной абразивной частицы, либо ударяющей капли жидкости. Изучение таких воздействий создаёт фундамент для понимания трибологических процессов. На основе расчёта единичного контакта строится расчёт интенсивности изнашивания. Было показано, что применяемые в настоящее время параметры оценки состояния материала в области контакта не приспособлены должным образом к потребностям расчёта интенсивности изнашивания. Поэтому была предложена [1] новая экстенсивная характеристика триботехнического контактного воздействия на единичном пятне контакта, названная объёмом работы. Назначение этой величины, обозна-

ченной V_A , состоит в количественной оценке результатов однократного воздействия индентора на материал с их подразделением по качественным признакам. Результаты воздействия заключаются в совершённой над телом работе упругой деформации, работе пластической деформации и работе разрушения. Возможны более детальные градации видов работ, учитывающие степень деформации, место расположения деформированной области относительно поверхности, характер разрушения. Каждому из качественных признаков соответствует своё характерное (осреднённое) число циклов нагружения до разрушения материала.

Для того, чтобы рассчитать V_A каждого вида, надо выполнить расчёт контактного взаимодействия, определить траекторию движения индентора в процессе контакта, направление и величину силы взаимодействия в каждой точке траектории, установить точки изменения характера деформации. К этому добавляется необходимость учёта трения в контакте, обнаружения смены режимов трения (сцепление, скольжение). При значительной скорости взаимодействия необходимо учитывать динамические нагрузки, если скорость в процессе контакта меняется, например как при свободном ударе абразивной частицы, то учитывать изменение силы взаимодействия в зависимости от скорости. При исследовании изнашивания покрытий нужно учитывать влияние подложки на воспринимаемые (эффективные) механические свойства материала. Таков краткий и обобщённый перечень задач, требующих решения для определения величин V_A различных видов деформации.

В статье рассмотрены основные вопросы методики расчёта контактного взаимодействия для внедрения частицы под произвольным углом атаки α . В качестве мишени используем тонкое податливое покрытие, материал которого – композиция на основе каучука – обладает свойствами эластичности и пластичности. Покрытие нанесено на жёсткую подложку. Твёрдость абразивной частицы настолько велика, что во взаимодействии с податливым покрытием её можно считать абсолютно твёрдой. Геометрическую форму внедряющегося выступа абразивной частицы моделируем сферической поверхностью.

Из-за большого количества обратных связей (взаимосвязей) между величинами, характеризующими динамику взаимодействия, не представляется возможным получить систему уравнений, решаемую аналитически. В то же время пока не существовало программ для расчёта на компьютере величин V_A . Поэтому нами разработана методика пошагового расчёта соударения и определения V_A в среде Excel.

Статическая составляющая среднего нормального напряжения на поверхности контакта \bar{p}_m на стадии обратимой деформации может быть определена на основании формулы Герца

$$\bar{p}_{ms} = 4E^* a / 3\pi R_0 ,$$

где E^* – приведенный модуль упругости, который здесь и далее для учёта влияния подложки при данной относительной толщине покрытия H/R_0 следует заменить на E_e^* – эффективный приведенный модуль упругости; a – радиус пятна контакта; R_0 – радиус контактирующего выступа.

На стадии смешанной деформации по К. Джонсону [2]

$$\bar{p}_{ms} = \frac{2}{3} \sigma_T \left[1 + \ln \left(\frac{E_e^* a}{3 \sigma_T R_0} \right) \right] + k,$$

где $k < \frac{2}{3} \sigma_T$.

Здесь и далее при учёте влияния подложки, предел текучести σ_T следует заменить на σ_{Te} – эффективный предел текучести.

Для определения эффективных механических характеристик E_e^* и σ_{Te} разработана специальная методика.

Приведённый модуль упругости [2]

$$E^* \equiv \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1}, \quad (1)$$

где ν_1, E_1, ν_2, E_2 – коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов взаимодействующих тел.

Поскольку модуль упругости абразивного зерна или стального индентора на много порядков превышает модуль упругости исследуемого материала, то в формуле (1) можно оставить одно слагаемое и рассматривать внедрение абсолютно жёсткой сферы в исследуемый материал с характеристиками ν_1, E_1 . Выражение (1) принимает вид

$$E^* \equiv \frac{E_1}{1 - \nu_1^2}. \quad (2)$$

Как известно, модуль упругости эластомера E_1 не является постоянной величиной, а зависит от знака деформации (растяжение или сжатие) и от степени деформации. Материал при вдавливании индентора находится в сложном напряжённом состоянии, параметры которого различны в разных точках. Это затрудняет использование величины E_1 в расчётах контактного воздействия. Но в конечном счёте нас интересует не E_1 и ν_1 , а E^* . Для определения E^* и σ_T столь специфических материалов, как невулканизированные покрытия из гуммировочных составов, нет подходящих стандартных методов испытаний [3]. Мы вынуждены были разработать новый метод. Измерение механических характеристик проводилось в условиях контактного нагружения, чтобы уменьшить погрешности расчётов, вызываемые несоответствием вида напряжённого состояния. Аналогично испытаниям на твёрдость по Бринеллю, Мейеру, Дрозду, Роквеллу и методу определения твёрдости полимеров НК [4] в материал вдавливали жёсткий сфериче-

ский индентор. В отличие от известных методов определяли не твёрдость, а E^* и σ_T ; сила вдавливания была существенно меньше. Была обнаружена предельная сила вдавливания для данных условий, до достижения которой индентор не оставлял вмятины на поверхности после разгрузки. Для определения E^* в условиях отсутствия пластических деформаций использовали формулу Герца

$$E^* = \frac{3F_n R_0}{4a^3}, \quad (3)$$

где F_n – нормальная сила вдавливания.

За расчётное значение E^* принимали среднее в интервале упругих деформаций. Нормальная сила задаётся весом груза, а измерение величины внедрения всегда вызывало у исследователей определённые трудности [2]. Чтобы избежать погрешностей, вносимых люфтами, деформациями подложки и т.д., использовалось фотографирование контактирующих тел во время действия нагрузки, производимое через 3 секунды после начала её действия. По фотографии определяли a/R_0 (рис. 1а) и, зная величину R_0 , находили a .

Определение предела текучести производили аналогично, но при большем усилии, когда образуется остаточная лунка с чёткими краями и увеличение нагрузки не приводит к изменению среднего контактного давления $\bar{p}_{ms} \approx \text{const}$.

$$\sigma_T = \frac{\bar{p}_{ms}}{3} = \frac{F_n}{3\pi a^2}. \quad (4)$$

Схема опыта показана на рис. 1б.

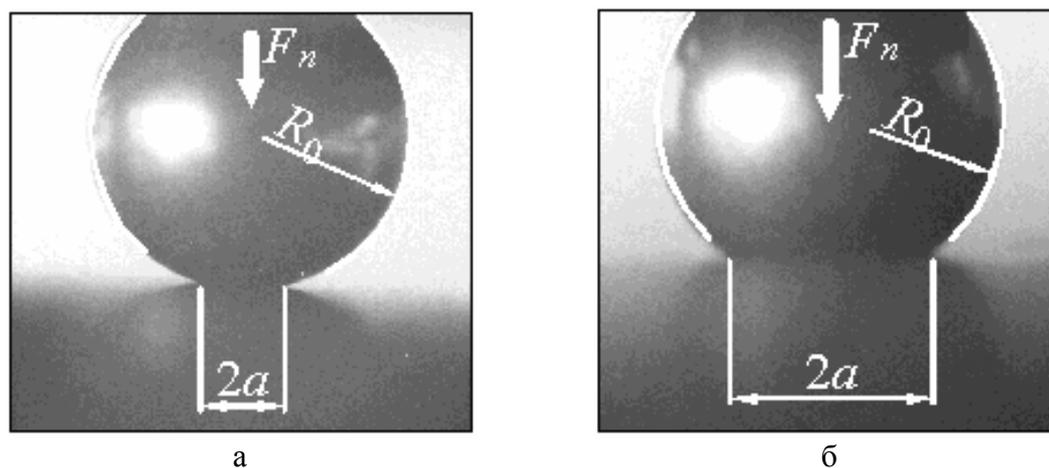


Рис. 1. Статический метод механических испытаний с применением фотографии:
а – определение E^* ; б – определение σ_T

Отношение толщины слоя материала на жёсткой подложке к радиусу индентора принималось таким же, как при внедрении абразива в покрытие. Если отношение H/R_0 настолько мало, что жёсткая подложка оказывает существенное влияние на результаты испытания, то покрытие вместе с

подложкой следует рассматривать как топокомпозит [5], а определяемые по формулам (3) и (4) величины – как эффективные характеристики топокомпозита. Эффективный приведённый модуль упругости

$$E_c^* = \frac{3F_n R_0}{4a^3},$$

эффективный предел текучести

$$\sigma_{Tc} = \frac{F_n}{3\pi a^2}.$$

При нормальном внедрении сферы расчёт по теории Герца, выполненный для $\nu = 0,5$ и $\nu = 0,48$, показал, что у эластомеров зарождение пластической деформации под поверхностью наступает при $p_{ms} = 1,25\sigma_T$. Пластическая деформация выходит на поверхность при $p_{ms} = 3\sigma_T$.

Рассмотрим косое внедрение сферы. На основании работ Каттанео и Миндлина, изложенных в [2], запишем выражение для касательного напряжения, учитывающего динамический характер нормального давления:

$$\bar{q}_{mc} = f\bar{p}_m \left[1 - \left(1 - \frac{8E_e^* l_t}{13,5\pi f\bar{p}_m a} \right)^{3/2} \right] \leq f\bar{p}_m,$$

где характерная для резиновых смесей зависимость коэффициента трения f от нормального давления представлена в виде

$$f = f_0 \bar{p}_m^{(b-1)},$$

где b – показатель степени при степенной интерпретации экспериментальной кривой зависимости F_t от F_n ; f_0 – коэффициент трения при нормальном давлении, равном единице.

Эти величины определялись экспериментально при трении покрытия о закреплённые абразивные зёрна. Заметим, что касательные напряжения и сила трения F_t направлены вдоль недеформированной поверхности покрытия. Для эластомерных композиций характерны большие значения коэффициента трения, часто превышающие единицу.

Условие зарождения пластической деформации на поверхности при наличии касательной силы записано К. Джонсоном [2]. Учитывая, что максимальное контактное давление $p_o = 1,5 \bar{p}_m$, а по критерию Треска $\tau_T = \sigma_T/2$, перепишем это условие для среднего контактного давления:

$$\bar{p}_{ms}/\sigma_T = F_{ns}/3F_{ts},$$

где индекс s означает статическую составляющую.

График, построенный по этой зависимости на рис. 2, указывает границу поверхностного течения – наиболее опасного вида пластической деформации для изнашивания. В процессе косого удара отношение F_{ts}/F_{ns} изменяется.

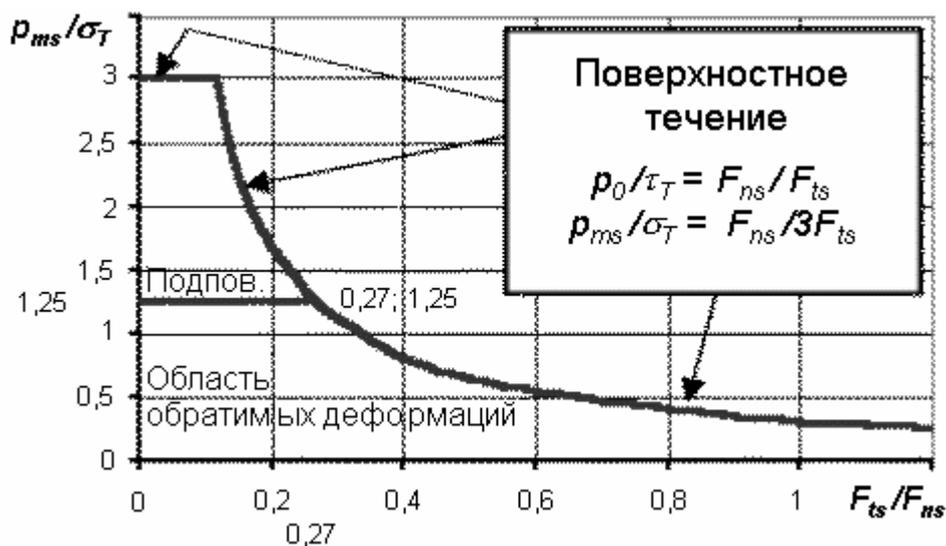


Рис. 2. Условия перехода от обратимой к пластической подповерхностной и поверхностной деформации для материала с коэффициентом Пуассона $\nu = 0,48$

Таким образом, определены статические составляющие среднего нормального и касательного напряжения на поверхности, что позволяет рассчитать взаимодействие при малых скоростях относительного движения. Получены условия изменения вида деформации. Переход от обратимых деформаций к поверхностному течению происходит непосредственно, если в данный момент $F_{ts}/F_{ns} > 0,27$, или этому предшествует подповерхностное пластическое деформирование, если $F_{ts}/F_{ns} < 0,27$. Доля подповерхностных пластических деформаций увеличивается постепенно до их выхода на поверхность.

Библиографический список

1. Терещенко, В.Г. Метод оценки триботехнического контактного воздействия / В.Г. Терещенко // Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твёрдых тел и деталей машин: межвуз. сб. научн. тр. Тверь : ТГТУ, 2006. С. 58-64.
2. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. М. : Мир, 1989. 510 с.
3. Резниковский, М.М. Механические испытания каучука и резины / М.М. Резниковский, А.И Лукомская. М. : Химия, 1964. 528 с.
4. Испытание материалов: справочник; под ред. Х. Блюменауэра: пер. с нем. под ред. М. Л. Бернштейна. М. : Металлургия, 1979. 447 с.
5. Воронин, Н.А. Расчёт параметров упругого контакта и эффективных характеристик топокомпозита для случая взаимодействия последнего со сферическим индентором / Н.А. Воронин // Трение и износ. 2002. Т. 23. № 6. С. 583-596.

УДК 621.891

В.Е. Никишин, Ю.И. Морозова
Тверской государственный технический университет

ТРЕНИЕ ЭЛАСТОМЕРОВ ПРИ ВЫСОКОМ ДАВЛЕНИИ И ФРИКЦИОННОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПРИ ОБРАБОТКЕ МЕТАЛЛОВ В УСЛОВИЯХ ЛИСТОВОЙ ШТАМПОВКИ

В технологии листовой штамповки полиуретановыми эластомерами широко используются две схемы нагружения [1]: внедрение полиуретана в жесткую матрицу, когда полиуретан играет роль пуансона; внедрение металлического пуансона в блок полиуретана, когда полиуретан служит матрицей. При этом на границе полиуретана и металлического инструмента возникают силы трения, которые препятствуют внедрению полиуретана в первом случае, и жесткого пуансона во втором. Учет сил трения необходим для выбора оборудования и расчетов процессов листовой штамповки.

Особенностью трения эластомеров является резкое снижение коэффициента трения с ростом давления на контакте. Причиной этого является низкое значение модуля упругости ($E = 10 - 45$ МПа), в то время как давление P при штамповке примерно на порядок превышает указанные значения. Поэтому уже в самом начале процесса фактическая площадь контакта (ФПК) становится близка к номинальной и сила трения мало меняется в ходе дальнейшего нагружения. В результате, коэффициент трения при давлении $P \ll E$ может превышать 1, а при давлении $P \gg E$ падает до 0,02 – 0,05.

$$\eta = \frac{A_r}{A_a} = 1 - \exp\left[-a\left(\frac{P}{E}\right)^{2/3}\right], \quad (1)$$

где η – относительная ФПК; A_r – ФПК; A_a – номинальная площадь контакта; $a \cong 1,2\left(\frac{br}{R_z}\right)^{1/3}$; r – радиус закругления микровыступа на профилограмме шероховатой поверхности эластичного инструмента; R_z – параметр микрогеометрии; $b = n_0 / n_{\max}$; n_0 – число микровыступов, вершины которых лежат выше средней линии профилограммы, n_{\max} – общее число выступов на базовой поверхности.

Анализ формулы (1) показывает, что с ростом шероховатости ($b < 0,5$, r соизмерим с R_z) насыщение ФПК происходит при больших значениях отношения P/E , чем в противоположном случае. В соответствии с теорией трения И.В. Крагельского [2] для эластомеров деформационная состав-

ляющая силы трения пренебрежимо мала по сравнению с адгезионной, поэтому удельная сила трения

$$\tau = \tau_0 + \beta \sigma_r, \quad (2)$$

где τ_0 и β – молекулярные константы трения; $\sigma_r = N/A_r = P/\eta$ – фактическое давление на контакте; N – номинальное усилие. Удельная номинальная сила и коэффициент трения

$$f = \tau_0 \eta + \beta P, \quad (3)$$

$$\mu = f/P = \tau_0 \eta / P + \beta. \quad (4)$$

Если $P \gg E$ и $\eta = 1$, то соотношения (3), (4) записываются в виде

$$f = \tau_0 + \beta P, \quad (5)$$

$$\mu = \tau_0 / P + \beta. \quad (6)$$

В таблице представлены значения τ_0 , β и E для контакта полиуретанов с твердыми алюминиевыми сплавами.

Марка полиуретана	E , МПа	τ_0 , МПа	β
СКУ-6Л	6,0	0,5	0,038
СКУ-7Л	22,0	1,3	0,039
СКУ-ПФЛ	41,0	2,4	0,100

Проведенный анализ позволил получить соотношения для расчета давлений с учетом трения полиуретана о заготовку.

Для использования эластичной среды в качестве матрицы и пуансона

$$P = (\tau_0 / \beta + P_0) \exp\left(\frac{U}{S} \beta h\right) - \tau_0 / \beta, \quad (7)$$

где P – давление на входе в полость жесткой матрицы у основания жесткого пуансона; P_0 – давление на дне жесткой матрицы или на торце жесткого пуансона; U и S – давление и площадь поперечного сечения эластичного пуансона или матрицы; h – глубина жесткой матрицы или выступа жесткого пуансона.

Получены выражения для моментов при осуществлении ротационной гибки-вальцовки на двухвалковой машине, один из валков которой оснащен эластичной оболочкой:

$$M_{ПЗ} = 2,26 r_2 \left(\tau_{01} \sqrt{\theta_1} r N_e^{1/2} + 0,44 \beta_1 N_e \right), \quad (8)$$

$$M_{ЗС} = r_1 \left(2B \tau_{02} \sqrt{\theta_2^{1+t} r^{1-t}} N_e^{0,5(t+1)} + \beta_2 N_e \right). \quad (9)$$

Формула (8) предназначена для расчета момента трения заготовки о полиуретановую облицовку. По формуле (9) рассчитывается момент трения заготовки о стальной блок. Здесь τ_{01} , β_1 – молекулярные константы трения для пары заготовка – полиуретан; τ_{02} , β_2 – молекулярные константы трения для пары заготовка – жесткий валок; N_e – погонная нагрузка; θ_1 , θ_2 – упругие постоянные для контакта полиуретан – заготовка и заготовка – сталь; r_1 – радиус жесткого валка; r – приведенный радиус для контакта двух цилиндров; $r_2 = r_1 + b$; b – толщина заготовки; $t = 2\nu/(2\nu + 1)$; ν – параметр опорной кривой для контакта жесткого валка и заготовки;

$$B = \frac{t\Gamma(0,5t)}{(t+1)\Gamma(0,5t+0,5)} \left[\frac{1}{2^{1/2\nu} k_\nu} \left(\frac{b^{1/\nu} \zeta}{R_{\max}} \right)^{1/2} \right]^t, \quad (10)$$

где Γ – символ гамма-функции; b , k_ν – коэффициенты характеризующие распределение материала по глубине шероховатого слоя; ζ – средний радиус закругления вершин микровыступов; R_{\max} – стандартизованный параметр микрогеометрии.

Полученные соотношения позволяют сформулировать условия осуществления техпроцесса гибки-вальцовки в виде $M_{3c} \geq M_{пз} > M_{гд}$, где $M_{гд}$ – момент сопротивления гибке-вальцовке.

Проведенные исследования позволили уточнить методики расчета силовых факторов листовой штамповки с учетом фрикционного взаимодействия заготовки с инструментом.

Библиографический список

1. Феоктистов, И.Б. Упругие характеристики эластомерного материала для поглощающих аппаратов автосцепного устройства / И.В. Феоктистов, А.Н. Степанов // Вестник ВНИИЖТ. 2003. № 5. С. 67-72.
2. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Камбалов. М. : Наука, 1977. 326 с.

УДК 532.6:541.8

Н.Ю. Сдобняков, А.Н. Базулев, В.М. Самсонов, Д.А. Кульпин,
 Д.М. Соловьев, Т.Ю. Зыков
 Тверской государственный университет

**ИССЛЕДОВАНИЕ УДЕЛЬНОЙ СВОБОДНОЙ
 ПОВЕРХНОСТНОЙ ЭНЕРГИИ НАНОКАПЕЛЬ АЛЮМИНИЯ
 С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПОТЕНЦИАЛА ШОММЕРСА**

Для повышения точности и расширения области применимости, в том числе для применения к поверхностям и наноструктурам, Шоммерс [1-4] предложил парный потенциал для алюминия на основе комбинации теории псевдопотенциала с феноменологическим подходом и концепцией эффективного парного потенциала. Такой потенциал, используемый для описания прямого взаимодействия между ионами, получается при добавлении к кулоновскому члену $Z^{*2}e^2/r$ дополнительного взаимодействия типа Ван-дер-Ваальса:

$$f(r) = -\frac{\alpha_1}{r^6} - 2Z^* \frac{\alpha_2}{r^4}. \quad (1)$$

где Z^* – эффективная валентность металла, α_1, α_2 – постоянные.

Функция (1) описывает диполь-дипольное и монополь-дипольное взаимодействия, появляющиеся из-за конечной протяженности ионных остовов. При выводе псевдопотенциала аналогичное выражение $h(r)$ добавляется к потенциалу голого иона $w(r)$, чтобы учесть монополь-мультипольные взаимодействия между электроном проводимости и ионным остовом [1] $h(r) = -\frac{\alpha_2}{r^4} + \dots$, где первый член описывает монополь-дипольное взаимодействие. В дальнейшем для учета форм-фактора экранированного иона статическая диэлектрическая функция Хартри была заменена Шоммерсом более подробным выражением. Вклад ионных остовов с хорошим приближением можно считать не зависящим от температуры, в то же время дальнедействующая часть псевдопотенциала сильно зависит от расположения электронов, которое чувствительно к изменениям температуры, т.е. потенциал взаимодействия для металлов в общем случае должен зависеть от температуры. Поэтому описание с использованием потенциала Шоммерса для алюминия проводится с учетом зависимости потенциала от плотности материала или постоянной решетки, которые зависят от температуры [2].

Парный потенциал Шоммерса для алюминия при температуре 1000 K показан на рис. 1 в сравнении с соответствующим потенциалом Морса с исправленным значением глубины потенциальной ямы по температуре плавления T_m : $\varepsilon_c = kT_m$, и потенциалом Морса, подогнанным под потенциал Шоммерса. Различие между потенциалами ясно видно: помимо иной глубины и положения минимума потенциал Морса не содержит крупномасштабных осцилляций, обусловленных ион-электрон-ионным взаимодействием в металлических кристаллах. По этой причине остается под вопросом возможность использования феноменологических потенциалов Морса, Леннарда-Джонса и Букингема для описания взаимодействия в металлах.

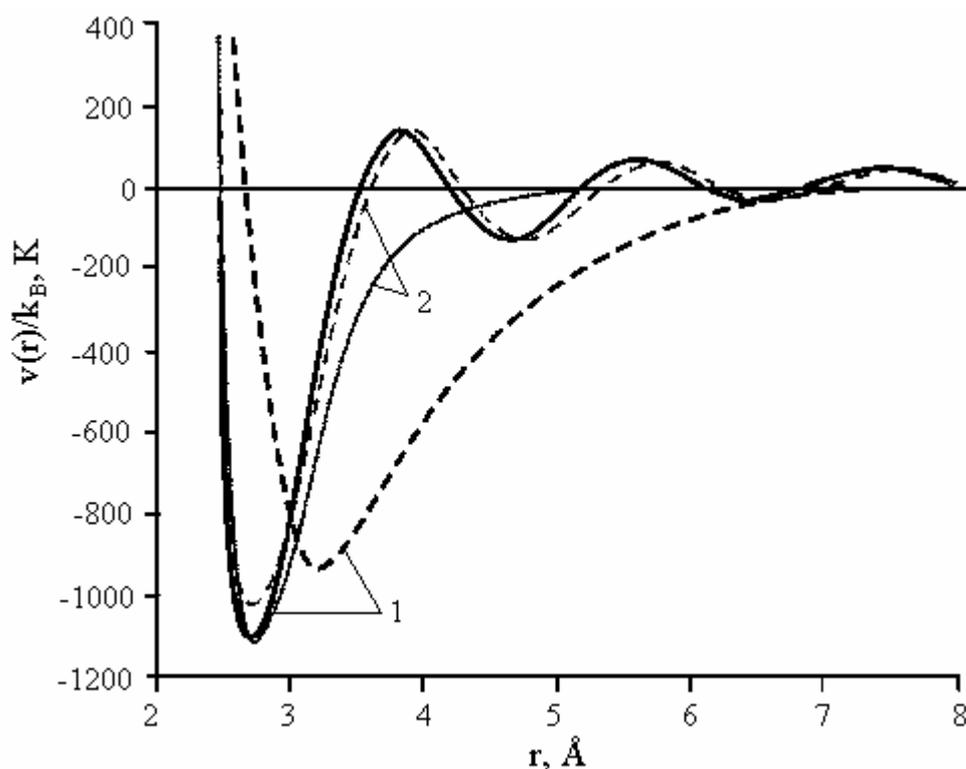


Рис. 1. Сравнение парных потенциалов Шоммерса и Морса для алюминия. Потенциал Шоммерса построен при температурах 300 K (сплошная кривая 1) и 1000 K (пунктирная кривая 2). Потенциал Морса, подогнанный под потенциал Шоммерса (сплошная кривая 2), потенциал Морса с глубиной потенциальной ямы ε_c (пунктирная кривая 1). Справочно: температура плавления алюминия 933 K

Благодаря дополнительной подгонке свободных параметров потенциала Шоммерса под многочисленные экспериментальные данные, последний с хорошей точностью описывает основные свойства алюминия в широкой области температур [2, 3] — температуру плавления, коэффициент диффузии в жидкой фазе, структуру твердого и жидкого состояний, фо-

нонную плотность состояний, среднеквадратичные смещения на поверхности, предплавление и др.

Были проведены сравнительные расчеты удельной свободной поверхностной энергии наночапель алюминия при температуре 1000 K с использованием потенциалов Шоммерса [1], Морса [2] и Шиффа [5] (рис. 2, где R/a – радиус капли, выраженный в эффективных диаметрах a атома алюминия) на основе термодинамической теории возмущений (ТТВ) [6, 7]:

$$\Phi_{Morse} = \varepsilon \left\{ \exp[2\alpha(r - r_m)] - 2 \exp[\alpha(r - r_m)] \right\}, \quad (2)$$

$$\Phi_{schiff} = \varepsilon \left\{ \left[\cos(8.97r)/r^3 \right] (0.66 + 4.22/r^2 - 2.61/r^4) + \left[\sin(8.97r)/r^4 \right] (-0.54 + 0.67/r^2) + 1.49/r^{12} \right\}. \quad (3)$$

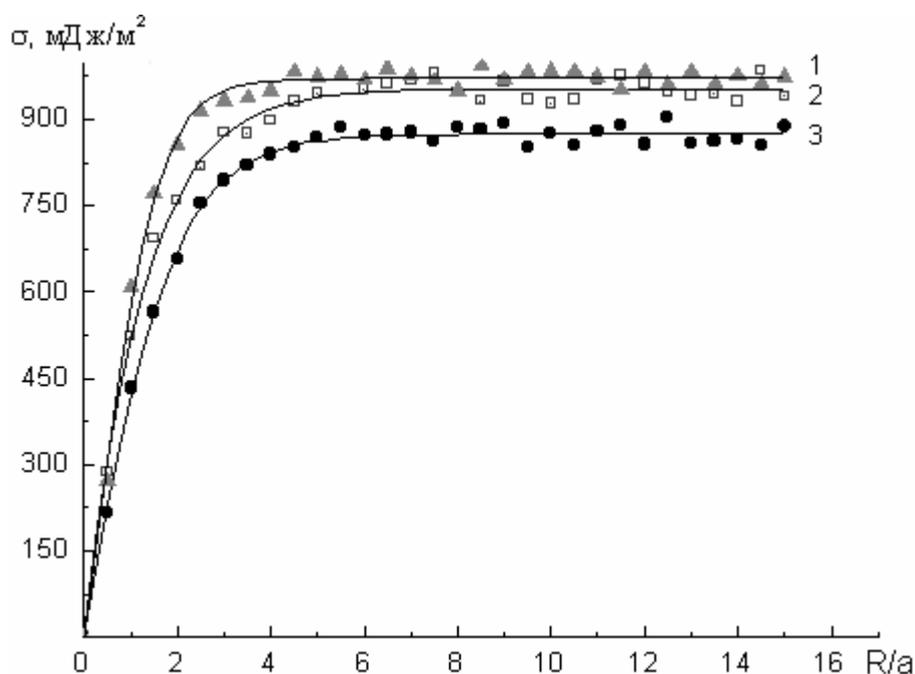


Рис. 2. Сравнительные расчеты размерной зависимости удельной свободной поверхностной энергии наночапель алюминия с использованием различных эффективных потенциалов межмолекулярного взаимодействия. Кривая 1 – потенциал Морса с исправленным значением глубины потенциальной ямы; кривая 2 – потенциал Морса, подогнанного под потенциал Шоммерса; кривая 3 – потенциал Шоммерса. Параметры данных потенциалов представлены в табл. 1

При расчетах использовалась радиальная функция распределения, полученная на основе соотношения, апробированного нами в работах [6, 7]:

$$g(r)/g_{LD}(r) = \exp\left[-(\Phi(r) - \Phi_{LD}(r))/kT\right],$$

где $g_{LD}(r)$ – радиальная функция леннард-джонсовского флюида рассчитывалась согласно работе Маттеоли и Мэнсоори [8].

В таблице 2 представлены результаты расчетов макроскопического значения поверхностного натяжения σ_∞ , параметра Толмена δ и коэффициента пропорциональности K в формуле Русанова для нанок капель алюминия при температуре 1000 K с использованием различных потенциалов.

Таблица 1. Параметры эффективных парных потенциалов для алюминия

Потенциал	$\varepsilon, 10^{-21}\text{ Дж}$	$a, \text{ \AA}$	$\alpha, \text{ \AA}^{-1}$	$r_m, \text{ \AA}$
Шоммерса	14,09	2,48	-	-
Морса ¹	14,50	2,48	2,50	2,75
Морса ²	12,88	2,55	1,03	3,23
Шиффа	16,53	2,56	-	-

Таблица 2. Результаты расчетов σ_∞ , δ и K для нанок капель алюминия.

Экспериментальное значение при температуре 1000 K $\sigma_\infty^{\text{exp}} = 885\text{ мДж} / \text{м}^2$ взято из [10]

Потенциал	$\sigma_\infty, \text{ мДж} / \text{м}^2$	$K, 10^{10}\text{ мДж} / \text{м}^3$	$\delta, \text{ \AA}$
Шоммерса	874	88	0,686
Морса ¹	953	96	0,604
Морса ²	972	95	0,512
Шиффа	964	94	0,402

Особый интерес с точки зрения апробирования метода ТТВ представляют достаточно реалистичные расчетные значения σ_∞ для алюминия как с использованием традиционных эффективных парных потенциалов Морса (2) и Леннард-Джонса, не содержащие крупномасштабных осцилляций, обусловленных ион-электрон-ионным взаимодействием в металлических расплавах, так и потенциала Шоммерса, полученного на основе комбинации теории псевдопотенциала с феноменологическим подходом и концепции эффективного парного потенциала, а также потенциала Шиффа (3). Согласно обзору [11] существующие теоретические модели расчета как поверхностной энергии металлов, так и их поверхностного натяжения дают достаточно большой разброс для макроскопического значения σ_∞ .

Таким образом, для получения реалистических значений поверхностного натяжения, а также других термодинамических характеристик, на наш взгляд, необходимо:

¹ Параметры потенциала Морса, подогнанного под потенциал Шоммерса.

² Параметры потенциала Морса, для которого значение глубины потенциальной ямы исправлено в соответствии с температурой плавления, остальные параметры взяты из работы [9].

1) в рамках метода функционала электронной плотности и теории псевдопотенциала уточнить профиль электронной и ионной плотностей;

2) в рамках ТТВ смоделировать аналитические выражения для радиальной функции распределения и потенциала парного взаимодействия с учетом экспериментальных данных по радиусам координационных сфер, глубине потенциальной ямы ε и параметра твердой сердцевины a , а также амплитуды осцилляций.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (грант № 07-03-00243-а).

Библиографический список

1. Schommers, W. The effect of van de Waals-type interactions in metals: a pseudopotential model / W. Schommers // *Zeitschrift für Physik B*. 1976. V.B24. P. 171-175.
2. Schommers, W. Disorder effects at the Al (100) surface / W. Schommers, C. Mayer, H. Cobel, P. von Blanckenhagen // *J. Vac. Sci. Technol.* 1995. A13 (3). P. 1413.
3. Rieth, M. Modelling in der nanophysik / M. Rieth, W. Schommers, S. Baskoutas, C. Politis // *Nachrichten - Forschungszentrum Karlsruhe*. 1999. V.31. № 2-3. P.137-148.
4. Рит, М. Наноконструирование в науке и технике / М. Рит. Москва-Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2005. С. 28-29.
5. Schiff, D. Computer experiments on liquid metals / D. Schiff // *Phys. Rev.* 1969. V. 186. No.1. P. 151-154.
6. Сдобняков, Н.Ю. Размерная зависимость поверхностного натяжения наночастиц и проблема их термодинамической устойчивости: дисс. ... канд. физ.-мат. наук / Н.Ю. Сдобняков. Тверь, 2003. 217 с.
7. Сдобняков, Н.Ю. Размерная зависимость поверхностного натяжения нанокнопель инертных газов и металлических расплавов в широком температурном интервале / Н.Ю. Сдобняков, Е.В. Сидорова // *Механика и физика фрикционных контактов и граничных слоев*. Тверь : ТГТУ, 2004. С. 103-109.
8. Matteoli, E. A simple expression for radial functions of pure fluids and mixtures / E. Matteoli, G. Mansoori // *Journal of Chem. Phys.* 1995. V. 103. №. 11. P.4672.
9. Старостенков, М.Д. Атомная конфигурация термических антифазных границ в упорядоченных сплавах со сверхструктурой L12 / М.Д. Старостенков, Б.Ф. Демьянов, Н.В. Горлов // *Известия СО РАН СССР. Сер. техн. наук*. 1986. Вып. 3. № 16. С. 101-104.
10. Физические величины: справочник; под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова М.: Энергия, 1991. С. 335.
11. Погосов, В.В. Современные методы и результаты расчета поверхностных свойств жидких металлов и характеристик металлических капель / В.В. Погосов // *Обзоры по теплофизическим свойствам веществ*. М. : ИВТАН, 1989. №5(79). С.4-75.

УДК 532.6:541.8

Н.Ю. Сдобняков, Т.Ю. Зыков, А.Н. Базулев, Д.А. Кульпин
Тверской государственный университет**ЗАВИСИМОСТЬ МИНИМАЛЬНОГО РАЗМЕРА НАНОЧАСТИЦ МЕТАЛЛОВ
ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРИ КОАЛЕСЦЕНЦИИ**

Исследование формы и размеров ультрадисперсных порошков металлов, например, с помощью методов просвечивающей электронной микроскопии, значительно усложняется из-за склонности их наночастиц к коалесценции. Явление коалесценции наночастиц металлов является следствием поверхностной диффузии, мгновенно переводящей материал частиц в квазирасплавленное состояние. Эксперименты по спеканию наночастиц металлов показывают, что явление коалесценции – одна из причин огромной скорости и величины усадки, а также создания разнорзернистости в структуре спекаемого материала на основе ультрадисперсных металлов [1].

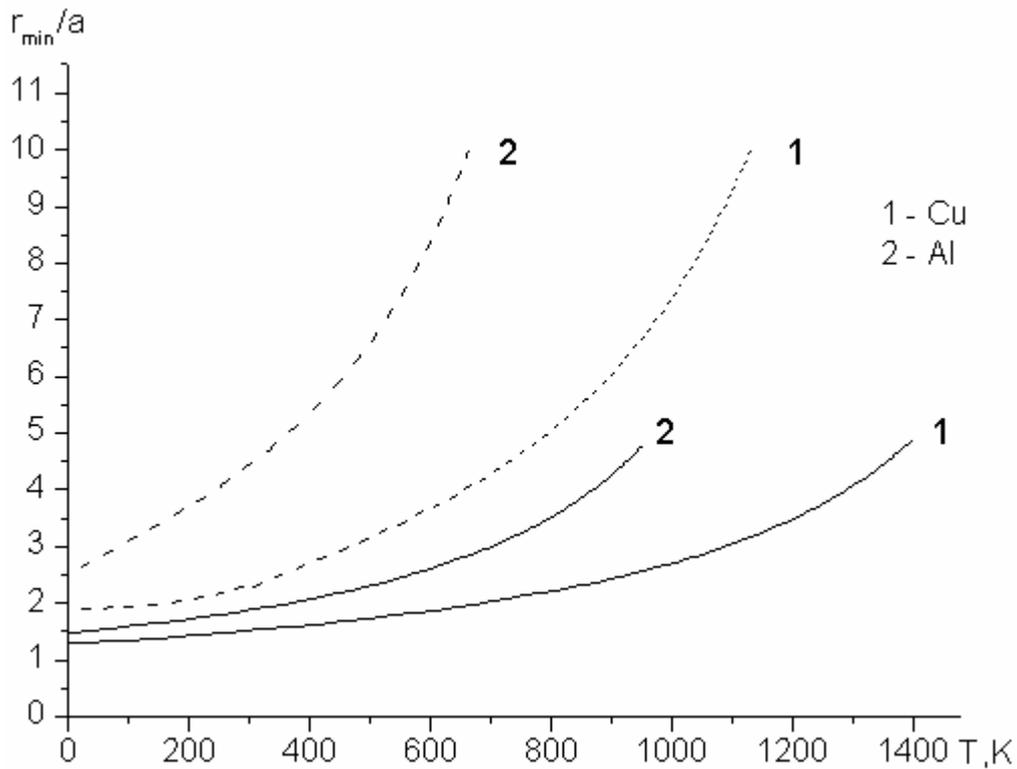
При рассмотрении процесса коалесценции двух сферических частиц радиусом r , массой m и последующим плавлением для минимального размера (радиуса) частиц r_{\min} в работе [2] было получено соотношение

$$r_{\min} = \frac{3 \left[2\sigma_{sg} - (2\rho_s / \rho_l)^{2/3} \sigma_{lg} \right]}{2\rho_s \left[C_p (T_{melt} - T) + \lambda \right]}, \quad (1)$$

где σ_{sg}, σ_{lg} – удельная поверхностная энергия границ разделов «твердое тело-газ» и «жидкость-газ» (в данной работе принимаем $\sigma_{sg} \approx \sigma_s, \sigma_{lg} \approx \sigma_l$); ρ_s, ρ_l – плотности твердой и жидкой фаз; C_p, λ, T_{melt} – теплоемкость, теплота плавления и температура плавления соответственно.

Однако в расчетах с помощью соотношения (1), на наш взгляд, необоснованно не учтены размерные зависимости удельной поверхностной энергии для твердой и жидкой фаз. Ранее подобные зависимости были получены нами в работах [3-4], а также другими авторами. Кроме того, нами получено соотношение для зависимости температуры плавления наночастиц от размера, расчеты с помощью которого хорошо согласуются с экспериментальными данными [5]. Таким образом, проблема оценки минимального размера частиц при заданной температуре синтеза остается актуальной. В данной работе получены зависимости минимального размера частиц порошка алюминия и меди от температуры отжига в вакууме без учета и с учетом размерных зависимостей $\sigma_s, \sigma_l, T_{melt}$. Учтена размерная зависимость теплоты плавления согласно результатам работы [6], а также существенное превышение теплоемкости нанокристаллических материа-

лов по сравнению с теплоемкостью массивных образцов [7] (рис.). В таблице представлены экспериментальные значения физических величин, входящих в соотношение (1).



Зависимость минимального размера частиц порошка алюминия и меди от температуры отжига в вакууме без учета (сплошные кривые) и с учетом размерных зависимостей (пунктирные кривые).

Эффективный диаметр для алюминия $a = 2,560 \cdot 10^{-10}$ м, для меди $a = 2,335 \cdot 10^{-10}$ м

Экспериментальные значения физических величин

Вещество	T_{melt}, K [8]	$L, Дж \cdot моль^{-1}$ [8]	$\sigma_s, Дж \cdot м^{-2}$ [9]	$\sigma_l, Дж \cdot м^{-2}$ [9]	$\rho_s \cdot 10^{-5}, моль \cdot м^{-3}$ [8]	$\rho_l \cdot 10^{-5}, моль \cdot м^{-3}$ [8]
Al	934	10700	1,140	0,915	0,926	0,894
Cu	1358	13050	1,720	1,354	1,320	1,250

Анализ полученных закономерностей показывает, что для наночастиц металлов минимальный размер (радиус) r_{min} при коалесценции двух сферических частиц при учете размерных зависимостей величин, входящих в соотношение (1), значительно выше, чем без их учета. В целом полученные закономерности согласуются с результатами работы [2].

Работа выполнена при поддержке РФФИ (грант № 07-03-00243-а).

Библиографический список

1. Андриевский, Р.А. Изменение физических свойств при спекании / Р.А. Андриевский // Процессы массопереноса при спекании. Киев : Наукова думка, 1987. С.100-106.
2. Алымов, М.И. Влияние размерных факторов на минимальный размер восстановленных металлических наночастиц / М.И. Алымов, С.И. Аверин, А.А. Коробанов // Перспективные материалы. 2006. №3. С.53-55.
3. Sdobnyakov, N.Yu. On the size dependence of the surface tension in the range of melting temperature to the critical point / N.Yu. Sdobnyakov, V.M. Samsonov // Central European Journal of Physics. 2005. V.1. №3. P.474-484.
4. Samsonov, V.M. On applicability of Gibbs thermodynamics to nanoparticles / V.M. Samsonov, A.N. Bazulev, N. Yu. Sdobnyakov // Central European Journal of Physics. 2003. V.1. №3. P.474-484.
5. Базулев, А.Н. О размерной зависимости температуры плавления наночастиц / А.Н. Базулев, Н.Ю. Сдобняков, В.М. Самсонов, Д.А. Кульпин // Труды 1 Международного междисциплинарного симпозиума «Плавление, кристаллизация и свойства оксидов» (МСМО-2007) 26 сентября -1 октября 2007 г. Ростов на Дону : ИПО ПИ ЮФУ, 2007. С. 154-157.
6. Zhang, M. Size-dependent melting point depression of nanostructures: Nanocalorimetric measurements / M. Zhang [et al.] // Physical Review B. 2000. V. 62. №15. P. 10548-10557.
7. Гусев, А.И. Наноматериалы, наноструктуры, нанотехнологии / А.И. Гусев. М. : Физматлит, 2005. 416 с.
8. Kai, H.Y. Nanocrystalline materials. A study of their preparation and characterization / H.Y. Kai // PhD Thesis. Netherlands. Amsterdam: Universiteit van Amsterdam, 1993.
9. Физические величины: справочник; под ред. И. С. Григорьева, Е. З. Мейлихова. М. : Энергия, 1991. 1232 с.

УДК 621. 891

Н.Б. Демкин

Тверской государственной технической университет

СВОЙСТВА ДЕФОРМАЦИОННОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Как следует из молекулярно-механической теории трения, сила трения складывается из адгезионной F_a и деформационной F_d составляющих [1, 2]:

$$F = F_a + F_d. \quad (1)$$

Адгезионная составляющая возникает за счет взаимодействия молекул на фактической площади контакта, деформационная – за счет сопротивления деформированию материала выступов.

Коэффициент трения также может быть представлен в виде суммы адгезионной и деформационной составляющих:

$$f = f_a + f_d. \quad (2)$$

Для единичного сферического выступа при упругом, упругопластическом и пластическом контакте коэффициент трения можно записать в виде [3, 4]

$$f = (\tau_0 / GH_m)(Y_k / Y)^m + \beta + 0,55(Y / r)^{1/2} + 0,19\alpha_g(Y_B / r)^{1/2}, \quad (3)$$

где τ_0 и β – коэффициенты в формуле для удельной силы трения $\tau = \tau_0 + \beta \cdot p_r$; τ_0 – часть удельной силы трения, не зависящая от фактического давления p_r ; β – коэффициент, характеризующий влияние давления на удельную силу трения; Y – сближение; Y_k – критическое сближение, равное $Y_k = 5,47r[H_m / E]^2$, r – радиус кривизны вершин выступов, H_m – максимальная твердость по Майеру, E – эффективный модуль упругости; G и m – коэффициенты, меняющиеся в зависимости от величины относительного критического сближения $\varepsilon_k = Y / Y_k$ [5-7]; Y_B – упругое восстановление выступов; α_g – коэффициент гистерезисных потерь. Величину упругого восстановления Y_B можно выразить в виде

$$Y_B = 3,33(p_r / E)(r \cdot Y)^{1/2}. \quad (4)$$

Адгезионную составляющую коэффициента трения образуют первые два слагаемых формулы (3), деформационную составляющую – последние два слагаемых.

Для перехода к множественному контакту производится суммирование сил трения на отдельных выступах, испытывающих упругую, упруго-пластическую и пластическую деформации [2, 4]:

$$F = \sum_1^{n_y} F_y + \sum_1^{n_{yn}} F_{yn} + \sum_1^{n_{nl}} F_{nl}. \quad (5)$$

Деформационная составляющая коэффициента трения представляет особый интерес, поскольку именно она главным образом определяет интенсивность изнашивания пары трения.

Проанализируем, от каких факторов зависит величина деформационной составляющей. Для этой цели введем коэффициент, который показывает, какую долю коэффициента трения составляет деформационная составляющая, т.е.

$$Kd = f_d / f_a. \quad (6)$$

Назовем его коэффициентом деформируемости выступов при трении. Например, если $Kd = 1$, то деформационная составляющая равна адгезионной. Чем больше величина Kd , тем больше деформируются выступы, и следует ожидать большего износа, поскольку при адгезионном трении износ обычно существенно меньше.

Для проведения анализа влияния различных факторов на коэффициент деформируемости была разработана ЭВМ-модель, позволяющая рассчитывать коэффициент трения f и коэффициент деформируемости выступов Kd для различных условий трения.

Расчеты выполнялись для плоских поверхностей, свойства которых указаны в таблице. Контурная площадь принималась равной 100 мм^2 .

Характеристики поверхностей

Характеристика поверхности	H_m , МПа	E , ГПа	R_p , мкм	r , мкм	ν	τ_0 , МПа	β
1. Сталь закаленная	6000	200	0,002	0,1	2	20	0,1
2. Сталь углеродистая	2500	200	0,002	0,1	2	20	0,1
3. Медь наклепанная	600	100	0,002	0,1	2	18	0,08
4. Медь мягкая	250	100	0,002	0,1	2	16	0,08

На рис. 1 показана зависимость коэффициента трения и коэффициента деформируемости выступов от твердости материалов. Как видно из рис. 1, коэффициенты f и Kd возрастают при уменьшении твердости, что объясняется увеличением глубины внедрения выступов. Для твердых материалов Kd составляет около 0,22, для мягких – 0,25, т.е. влияние твердости незначительно. На рис. 2 представлена зависимость коэффициента трения и коэффициента Kd от эффективного модуля упругости. Оба коэффициента

уменьшаются с возрастанием модуля упругости, это связано с тем, что при увеличении модуля упругости уменьшается число контактирующих выступов. Так, при увеличении модуля упругости от 100 до 200 ГПа число контактирующих выступов уменьшилось с 1996 до 1088. Коэффициент деформируемости снижается при этом на 10-15 %.

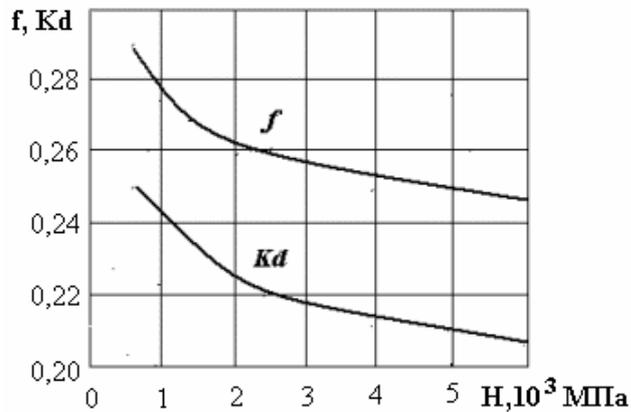


Рис. 1. Зависимость коэффициента трения и Kd от твердости. Поверхности. 1- 4

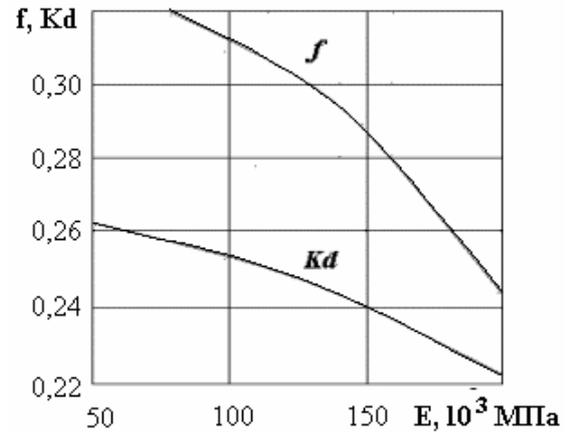


Рис. 2. Влияние модуля упругости на коэффициент трения и Kd . Поверхности. 1- 4

Влияние шероховатости на коэффициенты f и Kd показано на рис. 3. Как видно из рис. 3, с увеличением высоты сглаживания R_p в пять раз коэффициент трения возрастает примерно на 20 %, а коэффициент деформируемости более чем на 200 %. Объяснить это можно тем, что при увеличении R_p с 1 до 5 мкм число контактирующих выступов уменьшается с 2360 до 392, поэтому нагрузка на каждый выступ существенно возрастает и значительно увеличивается их деформация.

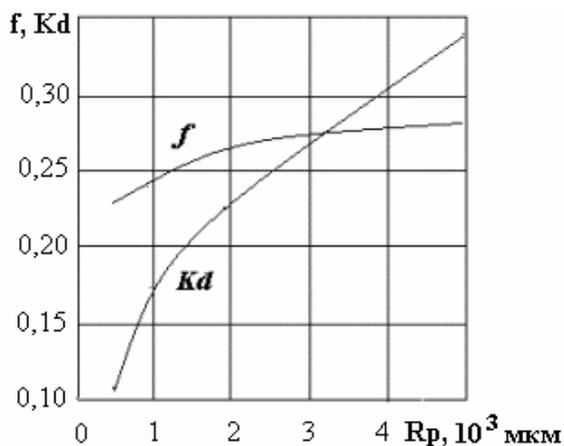


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения и Kd от шероховатости поверхностей. Поверхность 2

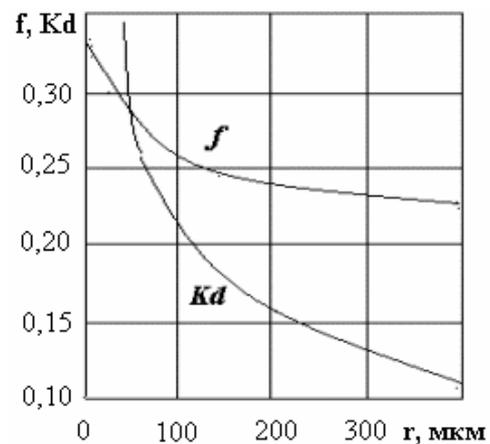


Рис. 4. Влияние радиуса вершин выступов на коэффициент трения и Kd . Поверхность 2

На рис. 4 показано влияние радиуса кривизны вершин выступов на коэффициенты f и Kd . При увеличении радиуса коэффициент трения вначале довольно быстро уменьшается, начиная с $r = 150 \text{ мм}^2$ почти не меняется. Коэффициент деформируемости выступов резко падает с увеличением радиуса, принимая весьма малое значение, т.е. деформационная составляющая коэффициента трения почти отсутствует и трение обусловлено адгезионной составляющей.

На рис. 5 представлена зависимость коэффициентов f и Kd от параметра ν , характеризующего распределение по высоте выступов и материала в шероховатом слое. На коэффициент трения величина ν почти не влияет, а коэффициент Kd практически линейно возрастает с увеличением параметра ν .

На основании исследований, проведенных на ЭВМ-модели, можно сделать следующие выводы.

1. Для металлических материалов, используемых в узлах трения, выбор материала существенно не влияет на величину деформационной составляющей коэффициента трения.

2. Наиболее существенное снижение деформационной составляющей можно получить, используя обработку поверхностей, позволяющую получить выступы с большим радиусом кривизны и малой шероховатостью.

3. Для снижения деформационной составляющей целесообразно использовать обработку, выравнивающую высоту выступов.

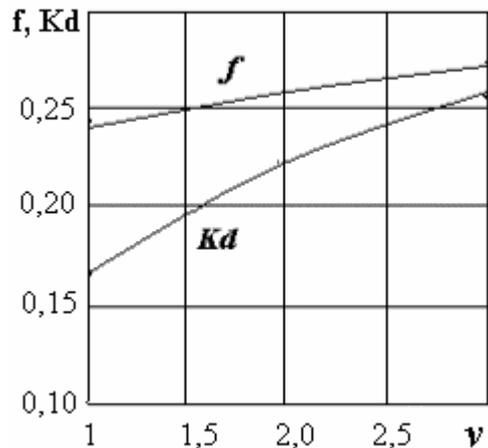


Рис. 5. Зависимость f и Kd от параметра ν . Поверхность 2

Библиографический список

1. Крагельский, И.В. Основы расчета на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. М. : Машиностроение, 1977. 526 с.
2. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника). М. : Машиностроение, 2003. 575 с.
3. Справочник по триботехнике. М. : Машиностроение, 1989. Т.1. 400 с.
4. Демкин, Н.Б. Модель трения при упругопластическом контакте / Н.Б. Демкин // Трение и износ. 1994. Т.15. № 1. С. 5-11.
5. Демкин, Н.Б. Теория контакта реальных поверхностей / Н.Б. Демкин // Трение и износ. 1994. Т. 15. № 1. С. 1003-1024.
6. Измайлов, В.В. Упругопластический контакт шероховатых поверхностей / В.В. Измайлов, П.Д. Нетягов // Изв. вузов. Машиностроение. 1974. № 7. С. 28-30.
7. Демкин, Н.Б. Качество поверхности и контакт деталей машин / Н.Б. Демкин, Э.В. Рыжов. М. : Машиностроение, 1981. 243 с.

УДК 621.822

А.Н. Болотов, И.В. Горлов
Тверской государственный технический университет

МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ФРИКЦИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ, ПОЛУЧЕННЫХ ПЛАСТИЧЕСКИМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ

Во время изготовления подшипников скольжения важно обеспечить их долговечность, в том числе за счёт улучшения характеристик рабочей поверхности. Добиться этого можно различными способами. Известно, что поверхностное пластическое деформирование существенно улучшает микрогеометрические и механические свойства поверхностей. В некоторых случаях, например при обкатывании поверхностей шариками и роликами, невозможно получить оптимальные параметры трибоповерхности, вследствие технологических сложностей реализации данного способа. Например, при создании поверхностей с регулярным профилем или в том случае, если поверхность образована нелинейным контуром. Этим недостатком лишен метод пластического деформирования трибоповерхностей по прилегающим кондукторным поверхностям, обеспечивающий возможность получения оптимальных макро- и микрогеометрических, а также механических характеристик [4]. Об этом свидетельствуют результаты специального исследования зоны пластической деформации [1]. Результаты исследования, проведённые на материалах АК-9, БрС30, ЦАМ10-5 используемых в качестве подшипниковых материалов, показывают, что поверхности, получаемые во время деформирования, при данных условиях имеют лучшие триботехнические показатели, чем поверхности, не подвергнутые

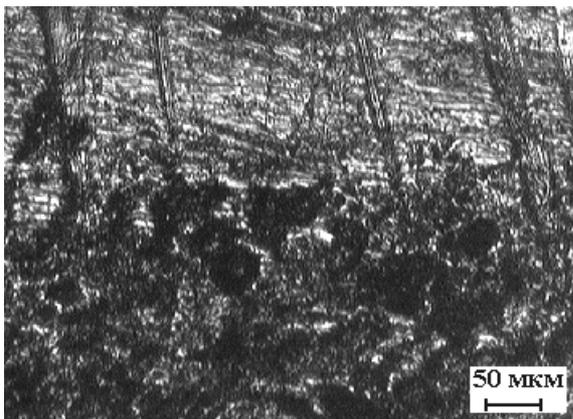


Рис. 1. Зона перехода восстановленной деформированием и свободной поверхности на алюминиевом сплаве АК-9

такой обработке. При деформировании закрываются микротрещины, царапины и другие дефекты поверхности. Это хорошо видно на фотографии перехода деформированной и недеформированной зон (рис. 1).

Во время триботехнических испытаний деформированных таким способом поверхностей снижение интенсивности износа образца относительно контрольного может быть обеспечено изменением механических свойств материала. При испытаниях, для того чтобы условия трения были идентичными, изготовили

специальные образцы с одинаковыми геометрическими параметрами. Поверхность одних образцов формировали деформированием, а другие резанием, причём размеры образцов были одинаковы. Образцы изготавливались из одной заготовки, с одинаково расположенными относительно обрабатываемой детали рабочими поверхностями.

О влиянии изменений механических свойств восстановленной деформированием поверхности на износостойкость можно судить по величинам износа после испытаний в одинаковых условиях образцов, полученных деформированием и резанием. Испытания проводились на трёх подшипниковых материалах, результаты исследования представлены на соответствующих графиках (рис. 2 и 3).

Сравнивая образцы, полученные резанием и деформированием, можно сделать вывод, что деформированные имеют интенсивность изнашивания при аналогичных условиях испытаний приблизительно на 10 % меньше, чем аналогичные недеформированные. Данное обстоятельство можно объяснить улучшением механических свойств восстановленной поверхности и её геометрических параметров. Это позволяет утверждать, что деформирование с ограничивающей поверхностью позволяет улучшить триботехнические свойства рабочих поверхностей подшипников скольжения [2].

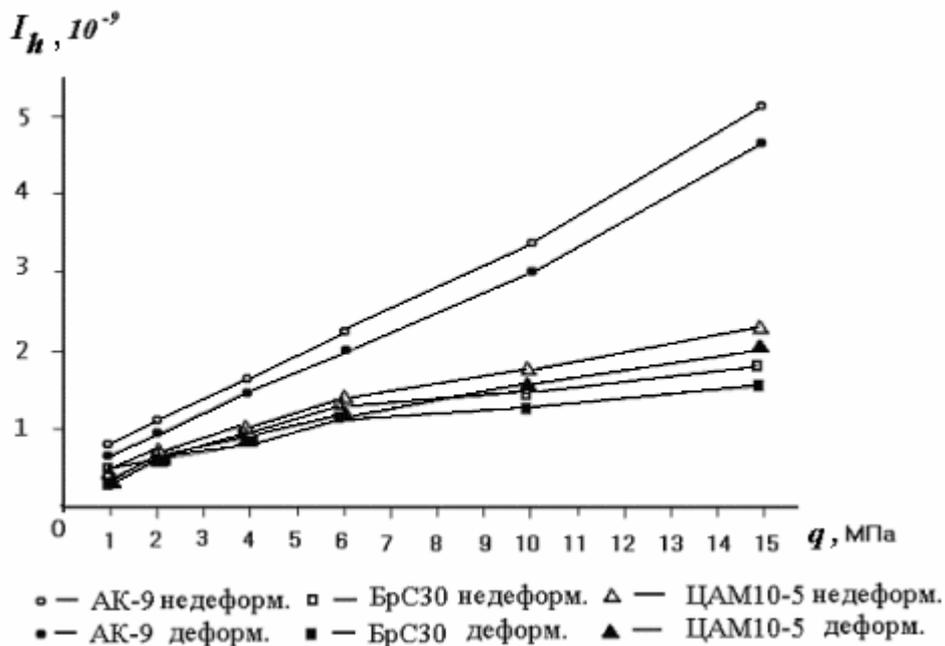


Рис. 2. Сравнение интенсивности изнашивания образцов, полученных деформированием и резанием некоторых подшипниковых материалов при различном контактном давлении (схема трения – торец пальчика по плоскости; условия трения: $V = 0,2$ м/с, $T \sim 300-330$ К)

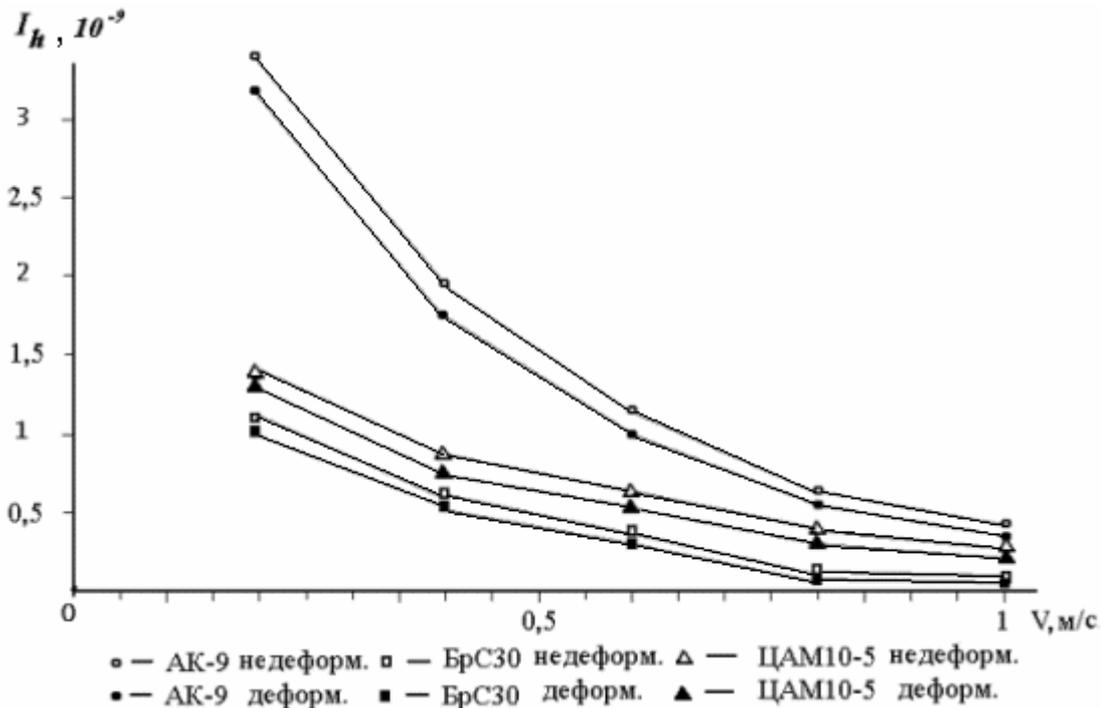


Рис. 3. Сравнение интенсивности изнашивания образцов, полученных деформированием и резанием некоторых подшипниковых материалов при различной скорости скольжения (схема трения – торец пальчика по плоскости; условия трения: $q = 10 \text{ МПа}$, $T \sim 300\text{-}330 \text{ К}$)

Кроме того, представленный способ получения трибоповерхностей, позволяет обеспечить требуемые геометрические параметры узла трения без дополнительной механической обработки.

Важным фактором, влияющим на износостойкость деформированной поверхности, может быть ориентация линий скольжения, определяющая основное направление движения дислокаций в поверхностном слое при пластической деформации. Для осуществления пластической деформации необходимы подвижные дислокации, но их направление желательно организовать таким образом, чтобы вектор их движения был перпендикулярен составляющей от нагрузки в трибоузле. При этом повышается предел упругости материала подшипника [3]. Возможно, что пластические деформации, приводящие к разрушению в направлении составляющей от нагрузки в рассматриваемом трибоузле, могут проходить только при существенно больших напряжениях, чем в узлах, полученных традиционными способами.

Таким образом, описанный способ формирования трибоповерхности позволяет получить не только оптимальные геометрические параметры

подшипника, но и существенно повысить его износостойкость за счет изменения микроструктуры металла в поверхностном слое.

Библиографический список

1. Болотов, А.Н. Восстановление локально изношенных подшипников методом пластического деформирования по прилегающей поверхности / А.Н. Болотов, Н.Б. Демкин, И.В. Горлов // Трение, износ, смазка. 2005. № 2. С. 26-30.
2. Болотов, А.Н. Сравнительные триботехнические испытания материалов / А.Н. Болотов, И.В. Горлов // Механика и физика фрикционного контакта: межвуз. сб. научн. тр. Вып. 10. Тверь : ТГТУ, 2003. С. 40-44.
3. Кащеев, В.Н. Процессы в зоне фрикционного контакта металлов / В.Н. Кащеев. М. : Машиностроение, 1978. 213 с.
4. Патент № 228247 С1. Способ восстановления локально изношенной поверхности детали / А.Н. Болотов, И.В. Горлов; заявл. 20.12.02; опубл. 10.05.04, Бюл. № 13. 8 с.

УДК 621.891:621.793.12

А.Ф. Гусев, И.Н. Нестерова
Тверской государственный технический университет

К МЕТОДИКЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ ПОКОЯ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ

Для исследования фрикционных характеристик тонких поверхностных слоев на кафедре физики был разработан микротрибометр, позволяющий измерять коэффициенты трения покоя при особо малых значениях нормальных нагрузок на контакт. Это устройство успешно применялось для определения параметров удельной силы трения различных поверхностей, в том числе оксидных пленок и низкомолекулярных полимерных покрытий на металлах. В частности, были изучены параметры трения нитридных ионно-плазменных покрытий при повышенных температурах [1]. Метод измерения состоит в том, что верхний образец закрепляли на конце крестообразной балки, подвешенной на тонких и длинных нитях и уравновешенной так, что она занимала горизонтальное положение. Этот образец приводили в контакт с горизонтальной поверхностью нижнего образца, нагружали с помощью разновесов, а затем сдвигали нижний образец до тех пор, пока не происходило проскальзывание верхнего образца по нижнему. Описание трибометра и методика измерения коэффициента трения, а также параметров удельной силы трения содержатся в работах [1, 2]. Принципиальная схема измерений показана на рис. 1.

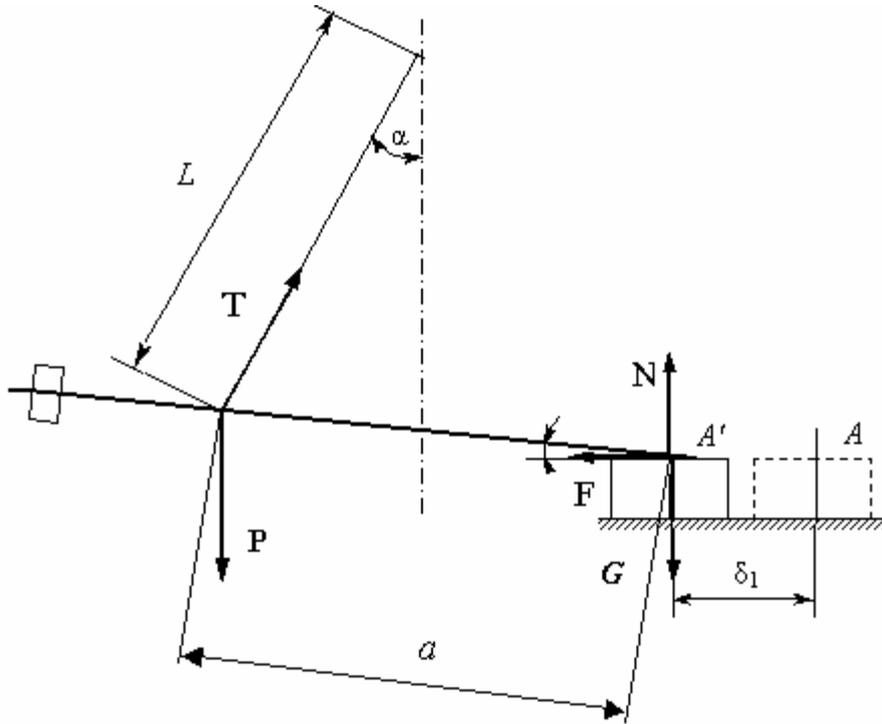


Рис. 1. Принципиальная схема измерения коэффициента трения при прямом перемещении образца

Расчетный коэффициент трения покоя определяли по формуле

$$f_p = \frac{P\delta}{GL}, \quad (1)$$

где P – вес крестообразной балки с верхним образцом; δ – величина линейного перемещения образцов до начала проскальзывания; G – нагрузка на верхний образец, создаваемая разновесами; L – длина нитей.

Эта зависимость получена в предположении, что в момент относительного сдвига сила статического трения F уравнивается горизонтальной составляющей силы натяжения нити T . Приравнявая $F = f_p N \approx f_p G$ и $T = P \operatorname{tg} \alpha \approx \delta/L$, получаем расчетную формулу (1).

Точную расчетную формулу для коэффициента трения можно получить из условий статического равновесия балки с образцом (см. рис. 1).

Первое условие равновесия: уравнение сил

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i = 0; \quad \vec{P} + \vec{T}_1 + \vec{F}_1 + \vec{N}_1 + \vec{G} = 0,$$

или в проекциях на оси координат

$$oy: T_1 \cos \alpha_1 + N_1 - P - G = 0, \quad (2)$$

$$ox: T_1 \sin \alpha_1 - F_1 = 0, \quad (3)$$

где

$$F_1 = f N_1. \quad (4)$$

Второе условие равновесия: уравнение моментов относительно оси, проходящей через точку крепления гибких связей к балке и направленной перпендикулярно плоскости чертежа:

$$\sum_{j=1}^m M_{jO} = 0; \quad N_1 a \cos \varphi_1 - G a \cos \varphi_1 - F_1 a \sin \varphi_1. \quad (5)$$

Решая совместно уравнения (2)-(5), получаем для коэффициента трения

$$f = \frac{P}{G \operatorname{ctg} \alpha_1 + (P + G) \operatorname{tg} \varphi_1}. \quad (6)$$

Так как углы φ и α практически невозможно определить вследствие их малости, то невозможно и использование точной формулы.

Угол φ_1 связан с углом α_1 соотношением

$$\sin \varphi_1 = \frac{L}{a} (1 - \cos \alpha_1), \quad (7)$$

то есть угол φ много меньше угла α и его значением можно пренебречь. Вследствие малости угла α принимаем $\operatorname{ctg} \alpha_1 \approx L/\delta_1$, тогда формула (6) преобразуется в формулу, совпадающую с (1):

$$f_1 = \frac{P\delta_1}{GL}. \quad (8)$$

Значение коэффициента трения, рассчитанное по приближенной формуле (8), отличается от значения, рассчитанного по формуле (6), при этом:

$$f_1 = f \left(1 + \frac{P+G}{G} \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg} \varphi_1 \right). \quad (9)$$

Таким образом, пользуясь схемой измерения, представленной на рис. 1, и расчетом по формуле (8), получаем завышенное значение коэффициента трения.

Рассмотрим случай измерения коэффициента трения при перемещении образца в противоположном направлении по схеме, представленной на рис. 2.

Первое условие равновесия: уравнение сил

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i = 0; \quad \vec{P} + \vec{T}_2 + \vec{F}_2 + \vec{N}_2 + \vec{G} = 0,$$

или в проекциях на оси координат

$$oy: T_2 \cos \alpha_2 + N_2 - P - G = 0, \quad (10)$$

$$ox: T_2 \sin \alpha_2 - F_2 = 0, \quad (11)$$

где

$$F_2 = f N_2. \quad (12)$$

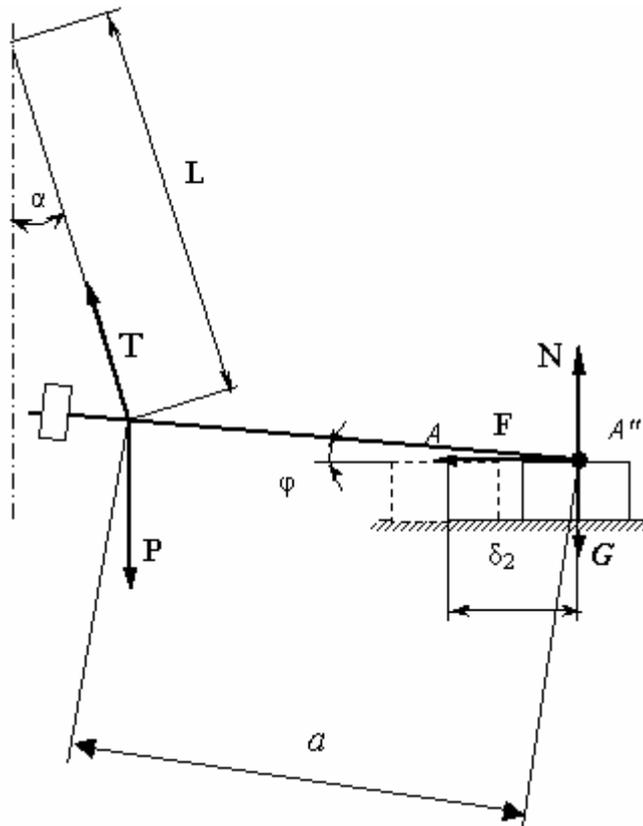


Рис. 2. Принципиальная схема измерения коэффициента трения при противоположном перемещении образца

Второе условие равновесия: уравнение моментов относительно оси, проходящей через точку крепления гибких связей к балке и направленной перпендикулярно плоскости чертежа:

$$\sum_{j=1}^m M_{jO} = 0; \quad N_2 a \cos \varphi_2 - G a \cos \varphi_2 + F_2 a \sin \varphi_2. \quad (13)$$

Решая совместно уравнения (10)-(13), получаем для коэффициента трения

$$f = \frac{P}{G \operatorname{ctg} \alpha_2 - (P + G) \operatorname{tg} \varphi_2}. \quad (14)$$

Угол φ_2 связан с углом α_2 тем же соотношением, что и соотношение (7):

$$\sin \varphi_2 = \frac{L}{a} (1 - \cos \alpha_2). \quad (15)$$

Пренебрегая углом φ_2 и считая, вследствие малости угла α_2 , $\operatorname{ctg} \alpha_2 \approx L/\delta_2$, получаем

$$f_2 = \frac{P\delta_2}{GL}. \quad (16)$$

Значение коэффициента трения, рассчитанное по приближенной формуле (16), отличается от значения, рассчитанного по формуле (14), но в этом случае:

$$f_2 = f \left(1 - \frac{P+G}{G} \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{tg} \varphi_2 \right). \quad (17)$$

Таким образом, пользуясь схемой измерения, представленной на рис. 2, и расчетом по приближенной формуле (16), получаем заниженное значение коэффициента трения.

С целью повышения точности определения коэффициента трения при очень малых нагрузках предлагается следующая методика: проводить непосредственно одно за другим два последовательных измерения, перемещая нижний образец в двух противоположных направлениях.

При этом коэффициент трения покоя определять как среднее арифметическое коэффициентов f_1 и f_2 , рассчитанных по приближенным формулам (8) и (16):

$$f = 0,5 \left(\frac{P \delta_1}{GL} + \frac{P \delta_2}{GL} \right). \quad (18)$$

Это позволит значительно уменьшить систематическую погрешность, хотя и не снижает ее до нуля. Действительно, в предположении равенства коэффициентов трения, рассчитанных по точным формулам (6) и (14), получаем

$$\begin{aligned} G \operatorname{ctg} \alpha_1 + (P + G) \operatorname{tg} \varphi_1 &= G \operatorname{ctg} \alpha_2 - (P + G) \operatorname{tg} \varphi_2, \\ \operatorname{ctg} \alpha_1 - \operatorname{ctg} \alpha_2 &= - \frac{P + G}{G} (\operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi_2) < 0, \end{aligned}$$

то есть $\operatorname{tg} \alpha_1 > \operatorname{tg} \alpha_2$, следовательно, $\alpha_1 > \alpha_2$.

Из соотношений (7) и (15) следует

$$\frac{\sin \varphi_1}{\sin \varphi_2} = \frac{1 - \cos \alpha_1}{1 - \cos \alpha_2}.$$

так как $\alpha_1 > \alpha_2$, то $\sin \varphi_1 > \sin \varphi_2$ и $\varphi_1 > \varphi_2$.

Из этого следует, что вторые слагаемые в формулах (9) и (17) не могут быть равными друг другу, причем

$$\frac{P+G}{G} \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg} \varphi_1 > \frac{P+G}{G} \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{tg} \varphi_2.$$

Поэтому расчет по формуле (18) не позволяет полностью исключить, но дает возможность значительно уменьшить систематическую погрешность результата определения за счет использования схем измерений, систематическая погрешность которых имеет противоположные знаки.

Кроме того, данная методика позволяет исключить ошибку, вносимую установкой крестообразной балки с верхним образцом относительно горизонтальной поверхности нижнего образца. Если до начала измерения балка идеально сбалансирована, то есть установлена строго горизонтально, то при пренебрежимой малости углов φ_1 и φ_2 отличия результатов расчетов по точным и приближенным формулам ничтожны. Если это условие не выполняется, что в реальном эксперименте вполне возможно, значения углов φ_1 и φ_2 могут быть сравнимы с углами α_1 и α_2 . Это вносит ошибку в расчет коэффициента трения по любой из приближенных формул (8) или (16), тогда как расчет по формуле (19) позволяет нивелировать результат неточной установки балки.

Предлагаемая методика реализуется без внесения изменений в конструкцию используемого устройства. При этом измерения осуществляют попеременными перемещениями нижнего образца в двух противоположных направлениях только за счет последовательного изменения направления вращения микрометрического винта, сдвигающего нижний образец.

На предложенный способ определения коэффициента трения покоя поверхностного слоя материала получен патент [3].

Библиографический список

1. Нестерова, И.Н. Микротрибометр – прибор для экспериментального исследования фрикционных параметров тонких поверхностных слоев и покрытий / И.Н. Нестерова, А.Ф. Гусев // Трение и износ. 1995. Т.16. № 6. С.1152-1158.
2. Патент № 2150688. Способ определения коэффициент трения покоя поверхностных слоев материала / В.В. Измайлов, А.Ф. Гусев, И.Н. Нестерова, А.А. Иванова; опубл. 2000, Бюл. № 16.
3. Патент № 2308706. Способ определения коэффициент трения покоя поверхностного слоя материала / А.Ф. Гусев, В.В. Измайлов, И.Н. Нестерова; опубл. 2007, Бюл. № 29.

УДК 621.891

А.А. Ланков
Тверской государственный технический университет

ТРИ ФАЗЫ ИЗМЕНЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СТЕПЕНИ НАГРУЖЕНИЯ

И.В. Крагельский и Н.М. Михин, используя молекулярно-механической теорией, исследовали влияние различных условий на коэффициент трения при пластической деформации полупространства [1, 2]. Однако пластическая деформация является лишь частным случаем, не всегда достигаемая выступами. В общем случае существуют упругая фаза, промежуточная фаза, где происходит постепенный переход от упругой к

упругопластической деформации, и упругопластическая деформация, которая в некоторых случаях превращается в пластическую, но это происходит чрезвычайно редко. В общем случае задействованы все виды деформаций [3]. Представим конфигурацию неровностей шероховатости в виде характерных геометрических фигур, например сферических сегментов постоянного радиуса.

И.В. Крагельский [1] заменил площадь внедрения сферического выступа, внедренного при трении на величину h в поверхность в направлении действия силы, площадью вписанного треугольника $A = h \cdot a$, где a – радиус контактной площадки (рис. 1). Напряжение отсечения материала в направлении движения равно σ_τ . Сила сопротивления деформации движению $T = h \cdot a \cdot \sigma_\tau$. Нагрузка на неровность с учетом того, что половина сферического сегмента, расположенного на диаметральной сечении не несет нагрузки, равна $N = \pi \cdot a^2 \cdot \sigma_N / 2$.

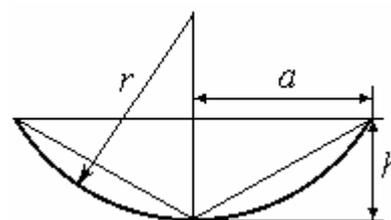


Рис. 1. Поперечное сечение внедрившегося индентора

Полагая, что в первом приближении напряжение на срез мало отличается от нормального напряжения, то есть $\sigma_\tau = \sigma_N$ для коэффициента трения скольжения (механическая составляющая коэффициента трения) И.В. Крагельский получает

$$f_{\text{мех}} = T/N = 0,47 \cdot \sqrt{\frac{h}{r}}. \quad (1)$$

По адгезионно-деформационной теории для молекулярной составляющей коэффициента трения справедлив биномиальный закон [1]:

$$f = \tau_0/p_r + \beta, \quad (2)$$

где τ_0 и β – коэффициенты, определяемые экспериментально; p_r – нормальное давление. Биномиальный закон неоднократно получил экспериментальное подтверждение [1-3].

Несмотря на достаточно грубые допущения и простую модель, подход И.В. Крагельского позволяет эффективно судить о характере влияния различных факторов на коэффициент трения.

Ранее было установлено, что вероятность полной пластической деформации весьма мала, правильнее говорить о степени упругопластической деформации [3] и приближения к состоянию пластичности.

Кроме того, пластическая деформация исключает все остальные виды деформаций, которые могут еще существовать. По этим причинам вопрос о том, при каких условиях наступает минимум коэффициента трения остается открытым.

Воспользуемся зависимостями давления от степени нагружения в различных областях деформирования металлов.

Под критической нагрузкой, нагрузкой начала области развитой упругопластичности (ОРУП), будем понимать нагрузку, которая на упругой площадке контакта создает предельное, то есть неизменное, при дальнейшем изменении нагрузки давление (для данного материала обозначенное нами как H):

$$P_{кр}/\pi \cdot d_{кр}^2 = H, \quad (3)$$

$$\text{где } d_{кр} = \frac{3}{4} \cdot \pi \cdot J \cdot H \cdot D; \quad J = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}.$$

Для критической нагрузки из (3) получим выражение, связывающее предельную твердость, упругую постоянную J и диаметр индентора D :

$$P_{кр} = 4,36 \cdot (J \cdot D)^2 \cdot H^3. \quad (4)$$

Под степенью нагружения k понимается отношение нагрузки к критической нагрузке начала области развитой упругопластичности, т.е. $k = P/P_{кр}$. В дальнейшем это позволяет все уравнения выразить в безразмерном виде, справедливом для любой пары металлов, и все уравнения становятся подобными. Их можно сравнивать при одинаковых степенях нагружения.

В этом случае по виду деформирования все неровности шероховатости можно разделить на три фазы.

1. Упругой фазе соответствует $k \leq 0,05$.

2. Область перехода от упругой фазы к фазе развитой упругопластичности, где напряжение на неровностях шероховатости больше предела пропорциональности, но меньше предельного давления H , занимает диапазон $0,05 \leq k \leq 1$. В конце этой фазы давление становится равным $p = 0,5 \cdot H$.

3. Фаза развитой упругопластичности занимает диапазон $1 \leq k \leq k^*$, где k^* – предельно возможное значение степени нагружения, создаваемое данной нагрузкой, и равное

$$k^* = 0,5 + 0,18 \cdot \left(\frac{d}{J \cdot D \cdot H} \right)^2 - \sqrt{0,25 + 0,18 \cdot \left(\frac{d}{J \cdot D \cdot H} \right)^2}. \quad (5)$$

Теоретически в конце этой фазы можно достичь $k = \infty$, давление становится равным H , но это противоречит практике.

Для различных стадий деформирования металлов зависимость давления от нагрузки имеет вид:

$$\begin{array}{lll} \text{для фазы 1} & \text{для фазы 2} & \text{для фазы 3} \\ \frac{P}{H} = k^{1/3}; & \frac{P}{H} = 0,5 \cdot k^{0,1}; & \frac{P}{H} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{k^{1/2}}}}. \end{array} \quad (6)$$

Используя соотношения теории [3] для коэффициента трения, получим: в упругой стадии ($k < 0,05$)

$$f = \frac{\tau_o}{H \cdot k^{1/3}} + \beta + 1,07 \cdot J \cdot H \cdot k^{1/3}; \quad (7)$$

в переходной фазе (в области ограниченной упругопластичности, где $0,05 < k < 1$)

$$f = \frac{2 \cdot \tau_o}{H \cdot k^{1/10}} + \beta + 0,75 \cdot J \cdot H \cdot k^{0,217}; \quad (8)$$

в фазе развитой упругопластичности ($1 < k < k^*$)

$$f = \frac{\tau_o \cdot (1 + k^{-1/2})}{H} + \beta + 0,53 \cdot J \cdot H \cdot \sqrt{k + k^{1/2}}. \quad (9)$$

В пластической фазе, если она становится возможной в установившихся условиях трения, то есть при очень больших степенях нагружения $k \rightarrow \infty$

$$f = 0,53 \cdot J \cdot H \cdot k^{1/2}. \quad (10)$$

Отметим, что эта фаза достижима только для очень мягких материалов, в этом случае $R_{кр}$ очень мала, а степень нагружения k даже при малых нагрузках велика.

Из формулы (9) видно, что адгезионная составляющая уменьшается с ростом твердости и степени нагружения, стремясь к своему пределу, равному τ_o/H при $k \rightarrow \infty$, то есть когда материал среды перейдет в пластическое состояние. Механическая составляющая зависит от произведения механических свойств и возрастает с ростом степени нагружения, имея пределом соотношение, характерное для пластически деформируемых сред.

На рис. 2 показано изменение коэффициента трения скольжения с ростом нагрузки (степени нагружения) для металлов, механические свойства и адгезионные постоянные которых приведены в табл. 1 и 2.

Все кривые обрываются при значениях $k = k^*$, ввиду того, что величина k не должна превышать k^* .

Значения k^* вычислены по формуле (5). Все данные таблицы взяты из результатов, опубликованных в [1, с. 467-468, 475-476], а также [4, с. 68-70].

Все металлы, приведенные в табл. 1, 2 подвергались испытанию на трение в паре с шариком из стали ШХ15. Так как на практике относительные сближения обычно не превышают величины $\varepsilon = 0,3-0,35$ для большинства металлов, а отношение d/D величины 0,5, для этого значения и рассчитывалась величина k^* .

Таблица 1. Механические характеристики и адгезионные постоянные металлов

Металл	№ кривой на рис.2	E, 10 ¹⁰ Па	H, 10 ⁷ Па	J, 10 ⁻¹¹ Па	J·H, 10 ⁻³	P _{кр} , Н	k
Молибден	1	29,4	240	0,63	15	239,3	0,084
Никель	2	20	105	0,75	7,84	28,39	0,704
Серебро	3	8	55	1,0	5,844	8,189	2,42
Хром	4	25	105	0,567	5,957	16,44	1,234
Медь	5	10	40	0,875	3,5	2,136	9,352
Тантал	6	78	80	0,474	37	4,955	4,036
Кадмий	7	5,5	23	1,284	2,95	0,875	22,85
Ниобий	8	15	32	0,7	2,237	0,717	27,9
Индий	9	5,2	0,8	1,337	1,069	4·10 ⁻⁵	5·10 ⁵

Таблица 2. Постоянные трения металлов

Металл	τ_0 , 10 ⁷ Па	β	k*
Молибден	3,0	0,08	114
Никель	1,47	0,116	607
Серебро	0,77	0,09	645
Хром	1,5	0,078	677
Медь	1,5	0,08	1400
Тантал	2,4	0,084	1990
Кадмий	0,94	0,055	1990
Ниобий	0,9	0,11	4060
Индий	0,107	0,066	1,9·10 ⁶

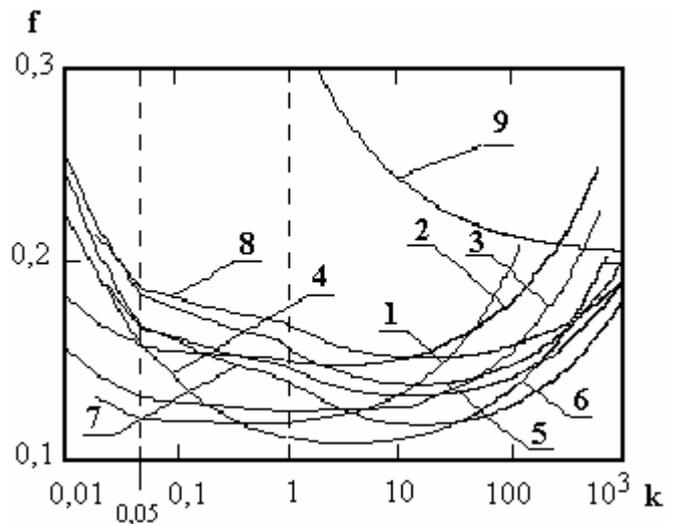


Рис. 2. Влияние степени нагружения на коэффициент трения скольжения металлов в паре с индентором из стали ШХ15

По результатам табл. 1, 2 подсчитаем коэффициент трения при движении стального шара из стали ШХ-15 диаметром $D = 10$ мм по молибдену (1) под нагрузкой $P = 2$ кг. В этом случае $P_{кр} = 4,36 \cdot (J \cdot D)^2 \cdot H^3 = 293$ Н. Соответственно $k = 0,084$.

По графику находим, что коэффициент трения скольжения приблизительно равен $f = 0,12$. Для ниобия $P_{кр} = 0,717$ Н, соответственно $k = 27,9$ уже в начале ОРУП и коэффициент трения имеет более высокое значение.

Выводы

1. Выражение коэффициента трения скольжения в виде зависимости от степени нагружения позволяет представить процесс трения в сопоставимых физических условиях, то есть можно говорить о механическом подобии в процессе трения скольжения.
2. Зависимость коэффициента трения от степени нагружения проходит через минимум, зависящий от механических и адгезионных свойств пар трения. Заметное снижение коэффициента трения начинается с начала ООУП, проходит через минимум в начале ОРУП ($k = 1$) и заканчивается в ОРУП для многих металлов.
3. Для металлов, которые в паре со сталью характеризуются произведением $J \cdot H$ (иначе отношением H/E) порядка нескольких тысячных долей единицы, коэффициенты трения скольжения сравнительно мало отличаются друг от друга.
4. Для индия (с аномально малой твердостью) очень высоко значение адгезионной составляющей. С ростом нагрузки из-за малости произведения $J \cdot H$ механическая составляющая коэффициента уменьшается в данном диапазоне степеней нагружения.
5. Отношение адгезионной составляющей коэффициента трения к его механической составляющей с ростом степени нагружения постепенно уменьшается, но становится меньше единицы только при больших степенях нагружения, то есть в области упругопластического упрочнения.
6. Несмотря на весьма значительное отличие в произведениях $J \cdot H$ для различных металлов их коэффициенты трения в паре со сталью ШХ15 в диапазоне $0,1 < k < 100$ отличаются от среднего всего на $\pm 25\%$.
7. В узлах трения машин пары из наиболее твердых материалов работают при нагрузках, соответствующих началу этого диапазона, пары из менее твердых металлов – при нагрузках, соответствующих середине и концу диапазона.
8. Таким образом, при трении скольжения истираются площадки в центре контактного пятна, меньшие по своей площади, чем видимое пятно контакта.
9. На этих же участках контактного пятна происходит стягивание линий тока и магнитного потока, вследствие чего и возникают электрическое и магнитное сопротивления.

Библиографический список

1. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. М. : Машиностроение, 1977. 525 с.
2. Михин, Н.М. Внешнее трение твердых тел / Н.М. Михин. М. : Наука, 1977. 222 с.
3. Ланков, А.А. Упругость, упругопластичность, пластичность. В конструктивных средах / А.А. Ланков, В.А. Миронов. Тверь : ТГТУ, 1997. 130 с.
4. Крагельский, И.В. Трение изнашивание и смазка: справочник / И.В. Крагельский, В.В. Алисин. М. : Машиностроение, 1978. 400 с.

УДК 539.375.6:621.7

А.О. Горленко, В.П. Матлахов
Брянский государственный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ИЗНАШИВАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ИХ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ

Работоспособность деталей машин во многих случаях зависит от закономерностей контактного взаимодействия их элементов.

Вследствие волнистости и шероховатости поверхностей касание двух твердых тел всегда дискретно, т.е. происходит в отдельных точках, следовательно, модель шероховатого тела может быть представлена набором выступов, причем последние необходимо описать рядом параметров, характеризующих их геометрическую форму.

В работах [1, 2] подробно рассмотрена модель контактного взаимодействия цилиндрических поверхностей, в которой применяется набор деформируемых под нагрузкой эллиптических параболоидов 2-го порядка, вершины которых имеют определенный закон распределения, полученный исходя из равенства опорных площадей профиля реальной поверхности и модели. Данная модель наиболее точно описывает выступы и впадины как шероховатости, так и волнистости, позволяет производить теоретические расчеты контактного сближения сопрягаемых поверхностей, обработанных различными технологическими методами, и учитывать топографию через поперечный и продольный профили. Кроме того, принимают во внимание перераспределение контактных площадей и нагрузок вследствие относительного скольжения вала и втулки.

Основное отличие данной модели от существующих состоит в том, что параметры качества и физико-механические свойства поверхностного слоя учитываются в ней наиболее полно, а расчет параметров контактного взаимодействия ведется по итерационному циклу с высокой точностью и заканчивается, когда сформировавшаяся фактическая площадь контакта способна выдержать внешнюю приложенную нагрузку.

В качестве модели изнашивания цилиндрических поверхностей трения была принята за основу кинетическая модель, представляемая в виде

$$I_h = K_J C_X^m C_F^n,$$

где I_h – интенсивность изнашивания; K_J – коэффициент изнашивания; C_X – комплексный параметр, характеризующий качество поверхностного слоя; C_F – параметр, характеризующий процесс трения; m , n – коэффициенты.

Комплексный параметр C_X характеризует влияние шероховатости, волнистости, макроотклонений и физико-механических свойств поверхностного слоя:

$$C_x = \frac{(Ra \ Wz \ H \ max)^{1/6}}{tm^{3/2} Sm^{1/2} k^{2/3} \lambda'}$$

где Ra, tm, Sm, Wz и Hmax – параметры шероховатости, волнистости и макроотклонений; k – коэффициент упрочнения поверхностного слоя; λ' – коэффициент, учитывающий влияние остаточных напряжений.

Параметр C_F является безразмерной величиной, показывающей насколько удельная мощность трения в реальном случае отличается от допустимой по справочным данным. Его значение должно стремиться к минимальному, насколько позволяют добиться этого возможности технологических методов обработки.

$$C_F = \frac{fqv}{[Q_{уд}]}$$

где f – коэффициент трения; q – давление в зоне контакта; v – скорость относительного скольжения сопряженных цилиндрических поверхностей; $[Q_{уд}]$ – допустимая удельная мощность трения.

Для инженерных расчетов была разработана программа в среде программирования «Delphi 7». Для последующего анализа по желанию пользователя исходные данные и результаты расчётов можно экспортировать в электронную книгу «Excel» в виде таблицы. Данный подход позволяет путем проведения статистических испытаний предлагаемой модели на ЭВМ производить научно-обоснованный выбор технологических методов и режимов обработки с учетом их возможностей.

Дальнейшие исследования позволили подтвердить адекватность предлагаемой модели на образцах и натуральных объектах.

Испытания на износостойкость проводились по схеме «вал – неподвижная колодка» в условиях граничной смазки с использованием АСНИ для проведения испытаний на трение и изнашивание, созданной на кафедре «Триботехнология» УНТИ БГТУ на базе серийной машины трения МИ-1М с использованием нагружающего устройства оригинальной конструкции (рис. 1) [3].

Условия проведения испытаний принимались исходя из анализа работы деталей с цилиндрическими поверхностями трения в типовых узлах трения: испытания проводятся в условиях граничной смазки; смазывание осуществляется погружением части образца в смазочный материал; смазочный материал – масло индустриальное И – 20А (ГОСТ 20799 – 75), скорость скольжения $v = 1$ м/с, нагрузка на индентор – 500 Н. В качестве материала индентора использовалась сталь 20Х2Н2М после цементации и закалки до твердости 61-63 HRC₃.

Система позволяет контролировать и обрабатывать в реальном времени следующие параметры испытания: нагрузку на образцы, момент трения, температуру, суммарный линейный износ. Для этой цели используются соответствующие датчики, усилители, плата сбора данных, программное

обеспечение. Информация, полученная с датчиков, обрабатывается с помощью ЭВМ в процессе испытаний и отображается на мониторе. После завершения испытаний программа автоматически генерирует отчет в формате HTML.

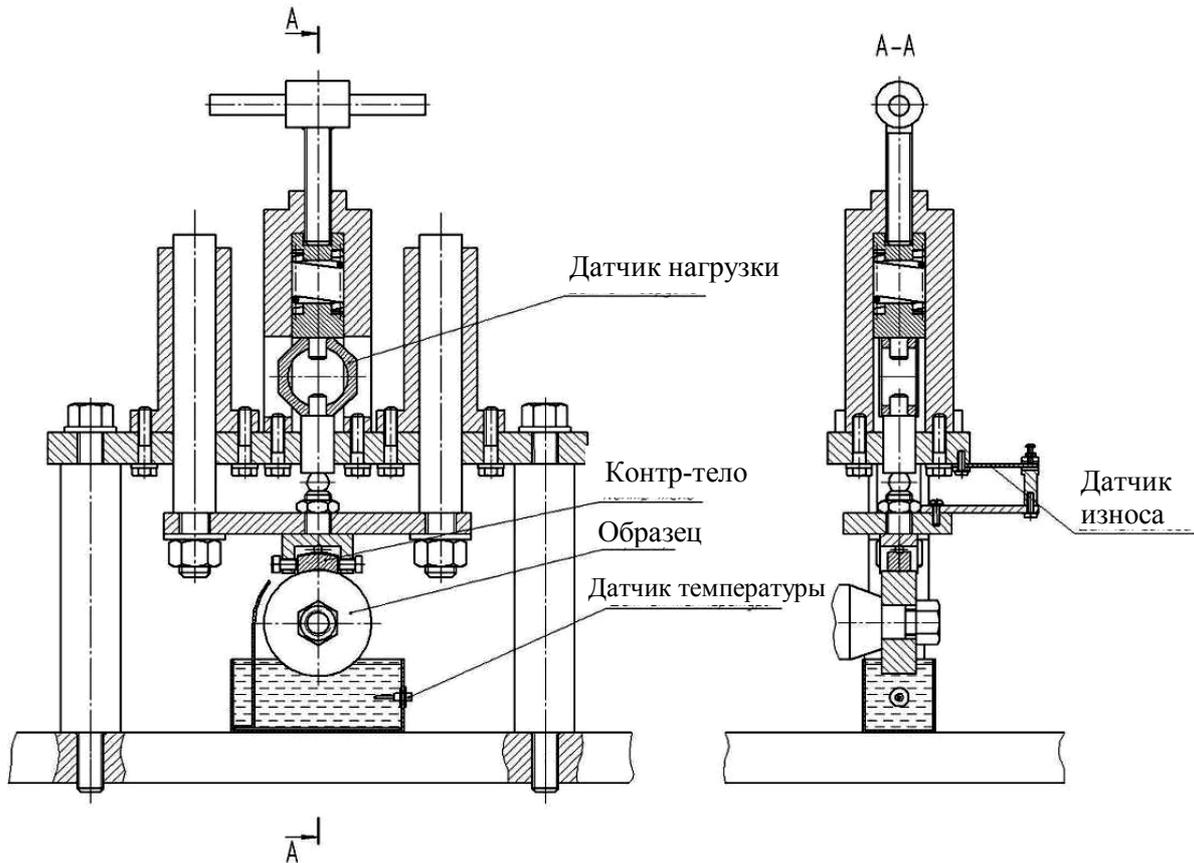


Рис. 1. Нагружающее устройство модернизированной машины трения МИ-1М

Детали типа тела вращения (валы, оси, втулки) в основном изготавливают из конструкционных и легированных сталей, к которым предъявляются следующие требования: высокая прочность, хорошая обрабатываемость, малая чувствительность к концентрации напряжений, а также способность подвергаться термической обработке. Одной из наиболее часто применяемых для таких деталей является сталь 45 (ГОСТ 1050-88). Поэтому для проведения экспериментальных исследований на образцах использовалась эта сталь.

Были проведены исследования износостойкости и коэффициента трения для различных технологических методов обработки поверхностей: электрохимическая обработка (ЭМО) постоянным и переменным токами нитрид-титановых покрытий, точение нетермообработанных образцов и образцов после их объемной закалки; шлифование после объемной закалки; алмазное выглаживание, обкатывание роликом, ЭМО переменным током после точения; нанесение нитрид-титановых покрытий без последующей обработки и с их обработкой поверхностно-пластическим деформированием (ППД) и латунированием.

Результаты измерений коэффициентов трения в процессе изнашивания образцов представлены на рис. 2.

Графики суммарного износа образцов и контртел приведены на рис. 3.

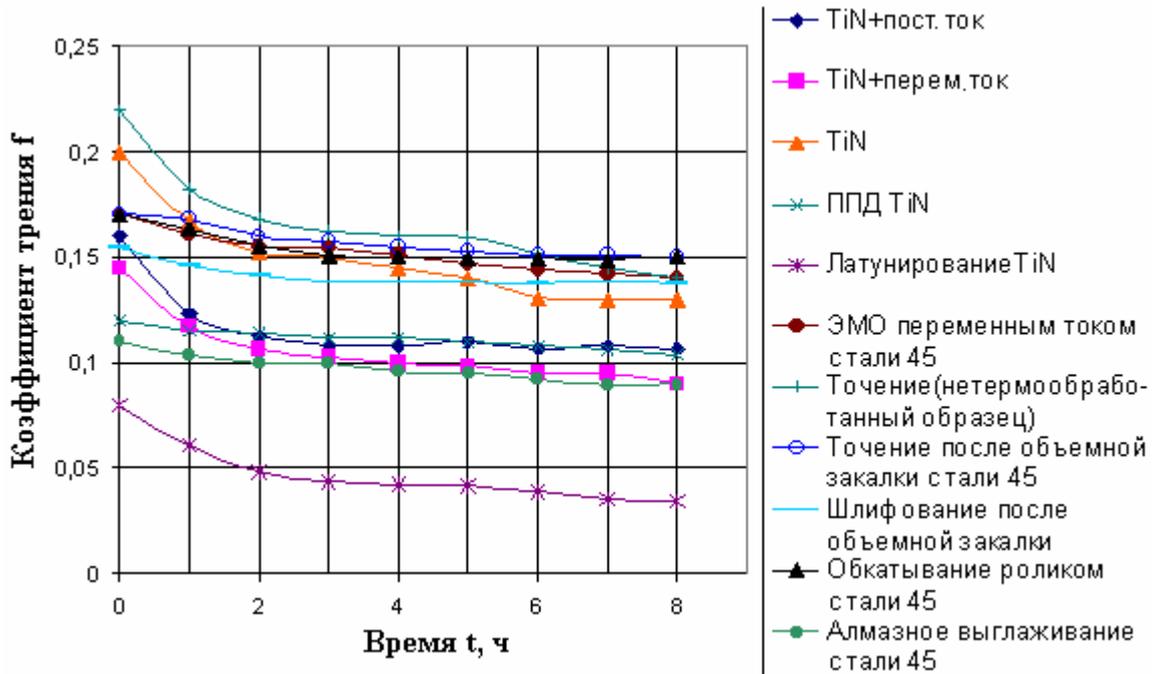


Рис. 2. Графики зависимости коэффициента трения скольжения от времени испытаний при различных методах обработки

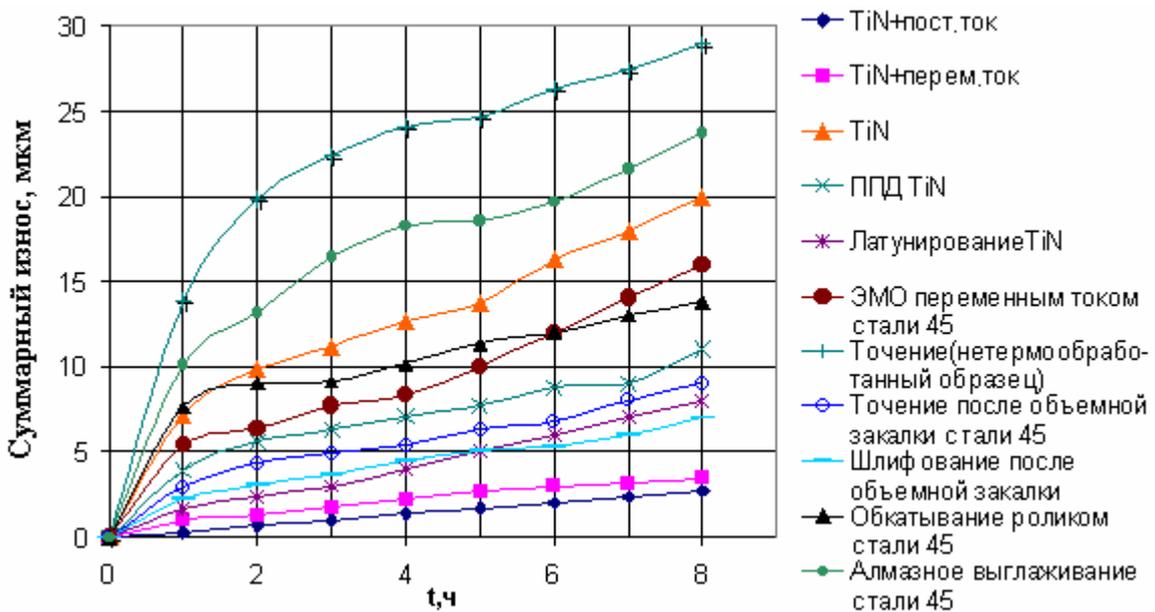


Рис. 3. Графики зависимости суммарного износа от времени испытаний при различных методах обработки

Обработка результатов позволила определить интенсивность изнашивания образцов в период нормального изнашивания и методами линейного регрессионного анализа установить значения коэффициентов K_J , m и n в модели изнашивания для данных методов обработки.

При электромеханической обработке постоянным током нитрид-титановых покрытий с учетом значений коэффициентов K_J , m и n модель принимает вид $I_h = 4,43 \cdot 10^{-7} C_X^{2,99} C_F^{0,36}$. Методами регрессионного анализа установлена тесная корреляционная зависимость между интенсивностью изнашивания и параметрами C_X и C_F (множественный коэффициент корреляции $R = 0,81$).

При электромеханической обработке переменным током нитрид-титановых покрытий модель принимает вид $I_h = 1,29 \cdot 10^{-8} C_X^{1,39} C_F^{0,68}$. Множественный коэффициент корреляции $R = 0,83$. Аналогичные модели получены и для других методов обработки.

Анализ результатов сравнительных испытаний показывает, что предложенные технологии улучшения антифрикционных свойств покрытий ЭМО постоянным и переменным токами позволяют обеспечить высокую износостойкость цилиндрических поверхностей трения, но более предпочтительной является обработка постоянным током.



Рис. 4. Стенд контрольно-испытательный модели Э-240

В рамках изучения и разработки технологических процессов получения антифрикционных поверхностных слоев деталей подшипников автомобильных электростартеров были проведены стендовые испытания стартера модели СТ230Е с использованием контрольно-диагностического стенда модели Э-240 (рис. 4).

Стендовые испытания подшипников электростартера проводились с использованием цикловых нагружений, характеризующихся переходами от режима максимальной мощности P_{\max} (при $0,5I_T$, где I_T – ток полного торможения)

до режима полного торможения минимальной мощности P_{\min} (при I_T , частоте вращения $n = 0$ и максимальном крутящем моменте M_{\max}).

Давление на подшипник составило 2,04 МПа, сила тока $I = 500$ А, мощность 1,52 кВт, число оборотов $n = 3500$ мин⁻¹, тормозной момент 22 Нм.

Через равное количество циклов нагружения стартер разбирали и втулки его подшипников обмеряли в трех сечениях по длине образующих. Микрометражи втулок подшипников проводили до и после стендовых испытаний по ГОСТ 14846-81 индикаторным нутромером модели 106 (ГОСТ 9244-75, пределы измерения 10-18 мм), оснащенным микрометрической индикаторной головкой типа 1 МИГ (ГОСТ 9696-82) с ценой деления 0,001 мм.

Индикаторный нутромер настраивали на размер 13,07 мм с помощью микрометра МК 0-25 с ценой деления 0,01 мм (ГОСТ 6507 – 90). Каждое измерение проводилось с тремя повторениями.

Обработка поверхностей вала и втулки испытуемого стартера проводилась по следующим технологиям.

1. Заводская технология.

Вал из стали 45 с твердостью 211НВ – втулка из бронзографита.

2. Технология с напылением нитрид-титана (TiN).

Вал из стали 45 с напылением нитрид-титанового (TiN) покрытия – втулка из стали 45 с закалкой до твердости 45 HRC.

3. Технология с напылением нитрид-титана (TiN) с последующей электромеханической обработкой.

Вал из стали 45 с напылением нитрид-титанового покрытия и электромеханической обработкой – втулка из стали 45 с закалкой до твердости 45HRC.

Напыление втулок напрессованных на вал происходило одновременно с втулками, изготовленными для 2-го метода. Изготавливались они по той же технологии, с теми же посадками. После напыления втулки были обработаны ЭМО. Режимы обработки: $U = 1,4 \text{ В}$, $j_A = 0,7-0,8 \text{ кА/мм}^2$, $P = 100 \text{ Н}$, $V = 2 \text{ м/мин}$, $S = 0,61 \text{ мм/об}$.

На рис. 5 показаны напрессованная на вал стартера втулка с напылением TiN и втулки, запрессовываемые в корпус стартера: базовый вариант из бронзографита и закаленная втулка из стали 45.



Рис. 5. Втулки на валу стартера и в корпусе

Расчет интенсивности изнашивания был проведен для подшипниковых узлов стартера по модели контактного взаимодействия, трения и изнашивания с коэффициентами, полученными в результате испытаний образцов на машине трения МИ-1М. Сравнение значений интенсивности изнашивания, полученных при натуральных испытаниях стартера и рассчитанных по модели, представлено на рис. 6.

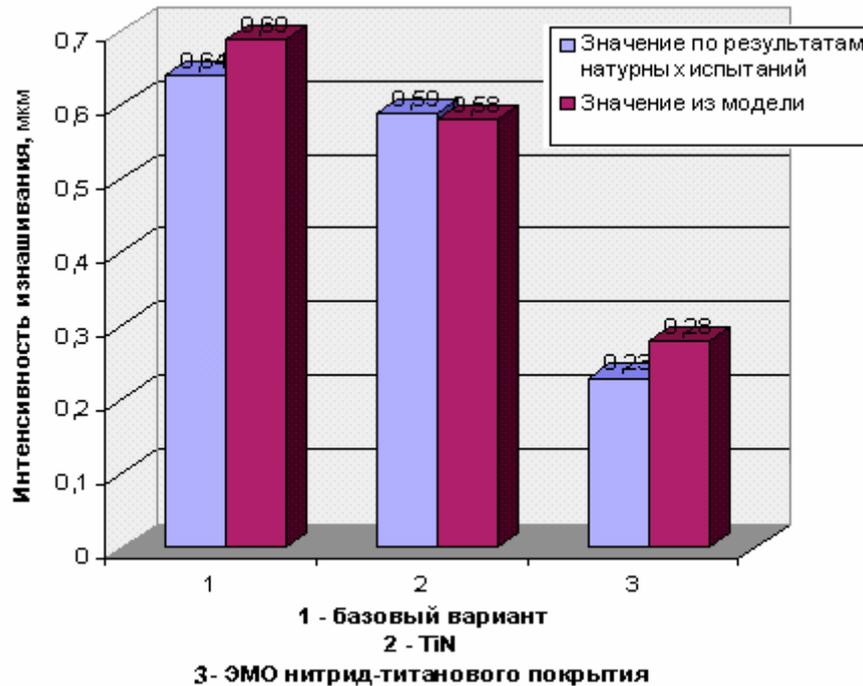


Рис. 6. Значения интенсивности изнашивания, полученные при натуральных испытаниях стартера и рассчитанные по модели контактного взаимодействия, трения и изнашивания

Сравнение значений интенсивности изнашивания, полученных статистическими испытаниями модели контактного взаимодействия, трения и изнашивания на ЭВМ и экспериментальным путем, позволяет считать рассматриваемый подход к определению интенсивности изнашивания как функции от параметров C_X и C_F вполне обоснованным.

Как видно из рис. 6, напыление нитрид-титановых покрытий без последующей обработки не дает практически никаких преимуществ перед базовым вариантом. Однако при дополнительной электромеханической обработке покрытий их износостойкость повышается в 2-3 раза.

В связи с повышением эксплуатационных свойств напыление нитрид-титановых покрытий с электромеханическим упрочнением целесообразно применять для широкой номенклатуры деталей, работающих в различных условиях трения и изнашивания. Так, эффективным является применение данного вида обработки для деталей транспортного, сельскохозяйственного, дорожного, строительного машиностроения, которые в процессе эксплуатации подвергаются тяжелым нагрузкам в условиях граничного трения и абразивного изнашивания.

Библиографический список

1. Горленко, А.О. Контактное взаимодействие цилиндрических поверхностей при трении скольжения / А.О. Горленко, В.П. Матлахов // Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел и деталей машин : межвуз. сб. науч. тр. Тверь : ТГТУ, 2006. С. 14-20.
2. Горленко, А.О. Моделирование контактного взаимодействия и изнашивания цилиндрических поверхностей трения / А.О. Горленко, В.П. Матлахов // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2007. № 8. С. 3-8.
3. Горленко, А.О. Метод и автоматизированная установка для испытаний износостойкости цилиндрических поверхностей трения после различных технологических методов обработки / А.О. Горленко, В.П. Матлахов, М.И. Прудников // Гидродинамическая теория смазки – 120 лет: тр. междунар. науч. симпозиума. М. : Машиностроение – 1, Орел : ОрелГТУ, 2006. Т. 2. С. 240-247.

УДК 621.822

Ю.А. Стрельников, А.Н. Болотов, Г.Б. Бурдо
Тверской государственный технический университет

УСТАНОВКА ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТОВ И ИССЛЕДОВАНИЯ ТРЕНИЯ В УСЛОВИЯХ ВСЕСТОРОННЕГО СЖАТИЯ

Детали и узлы геофизических приборов для исследования скважин (скважинная аппаратура) работают в достаточно тяжелых условиях [1, 2], определяемых высокой температурой (до 200 °С), давлением (до 160 МПа и выше), агрессивной средой (солевые, щелочные или кислотные среды и наличие абразивных включений).

Эти факторы, а также зачастую ненадлежащее регламентированное обслуживание скважинной аппаратуры вызывают их преждевременный выход из строя. Многие скважинные приборы имеют достаточно сложную механическую часть с перемещающимися деталями, при этом важным помимо снижения коэффициента трения является невысокий износ сопрягаемых деталей для предотвращения нарушения эксплуатационных параметров и изменения размеров сопряжений, гарантирующих герметичность и работоспособность.

Для цилиндрических соединений, работающих при взаимном перемещении в обычных условиях, достаточно подробно изучены процессы трения и изнашивания [3], имеются различные зависимости параметров в той или иной мере влияющих на процессы трения. Однако особенность работы геофизического скважинного оборудования предопределяет необходимость изучения трибологических характеристик в условиях повышенной температуры и высокого давления.

Вопросы, затрагивающие влияние высокого давления на механические характеристики различных материалов, рассмотрены в [4, 5], влияние температуры – в [6]. Испытания на растяжение и кручение показывают, что с повышением давления деформация перед разрушением увеличивается, однако для различных металлов пластичность повышается по-разному. Изучение влияния давления на предел текучести при растяжении показало, что при гидростатических давлениях, не вызывающих фазовых превращений в материале, пластическая деформация начинается при одном и том же растягивающем напряжении независимо от давления. Предел прочности не зависит или лишь незначительно зависит от гидростатического давления. В литературе практически не освещены вопросы, затрагивающие одновременное влияние высокой температуры и давления на трибологические характеристики материалов.

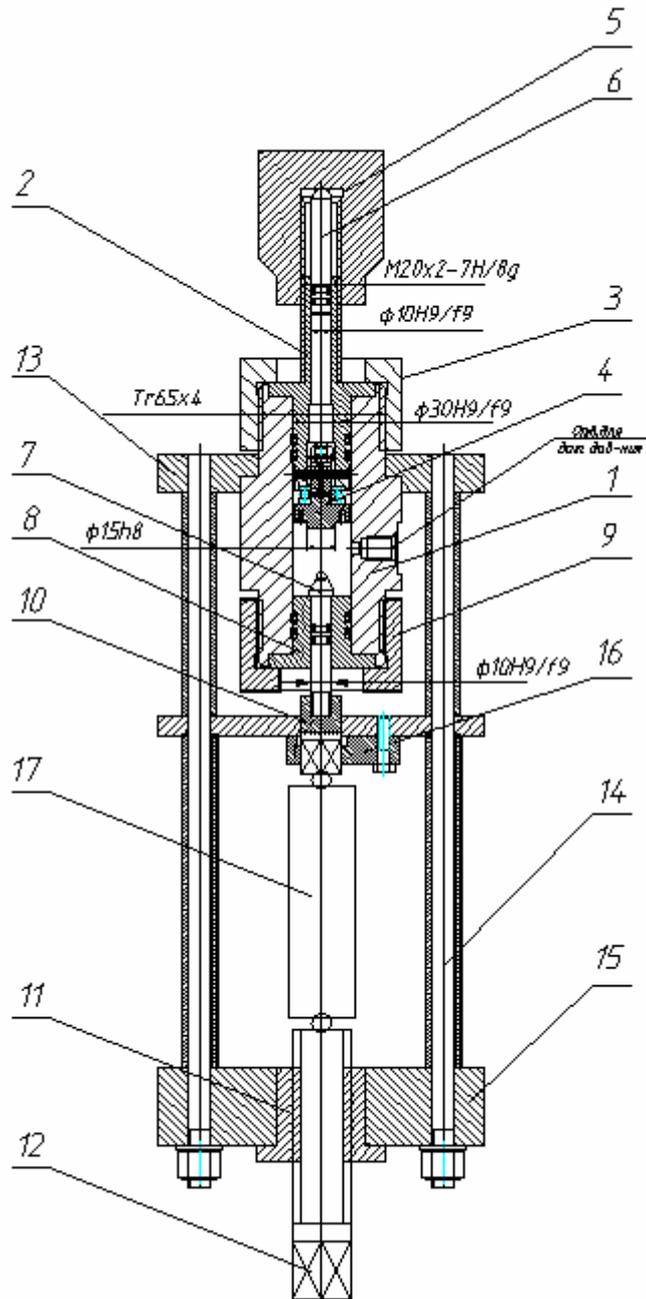
Всесторонне обжатие вполне обосновано может вызвать деформации и напряжения в пределах кристаллической решетки у микронеровностей, усилить дислокационные процессы в пограничном слое, изменить характеристики материалов, что приведет и к изменению процесса изнашивания и перераспределению деформационной и адгезионной составляющих трения.

Нагрев сталей до температур в 150-200 °С меняет их механические характеристики (σ_b , σ_t , НВ уменьшаются на 3-5 %). Однако исследования фрикционных и механических характеристик сталей 40Х13 и ЭП810, из которых изготавливается большая часть деталей скважинной аппаратуры, при повышенных температурах и всестороннем сжатии в литературе отсутствуют. Практическая эксплуатация некоторых геофизических приборов показывает, что происходит изменение силы трения на большую величину, что предположительно вызывается скорее всего активным изменением пластичности микронеровностей и снижением адгезии за счет активации образования поверхностных пленок.

Важен вопрос термобарометрических изменений фрикционных свойств модифицированных поверхностей (например, карбонитрированных). С увеличением температуры и давления можно предположить, что поверхность будет наследовать как свойства покрытия, так и свойства и микрогеометрию основного материала в связи с небольшой толщиной покрытия (модифицированного слоя). Известно, что меняются и свойства жидких смазок при всестороннем сжатии и повышении температуры, это при некоторых условиях может создать предпосылки для перехода к различным видам трения (жидкостное трения или граничное).

Следовательно, проведение экспериментальных исследований трения и износа в условиях всестороннего обжатия и повышенных температур крайне необходимо для выявления взаимосвязи микрогеометрии деталей, физико-механических свойств поверхностных слоев и показателей работоспособности узлов трения и даст необходимые данные для целенаправленного технологического формирования качества контактирующих поверхностей.

Для исследования свойств материалов при всестороннем сжатии разработана экспериментальная установка (рис.).



Экспериментальная установка

Установка состоит из камеры давления 1, корпуса 2 и втулки 8. Корпус 2 и втулка 8 поджимаются гайками 3 и 9. Внутри камеры располагается поворотный узел 4. Давление в камере создается штоком 6 при помощи гайки 5 и контролируется датчиком давления, устанавливаемым в камере. В камере предусмотрен датчик температуры и предохранительный клапан давления (на схеме не показаны). Поршень 7 с сферический индентором вдавливаются в образец при помощи винта 12 и гайки 11. Сила контроли-

руется по датчику 17. Вся конструкция закреплена между четырьмя стяжками и через распорные втулки.

Принцип работы на установке следующий. Образец устанавливается и центрируется на основании поворотного узла 4 при помощи шпилек. Корпус 2 с поворотным узлом вставляется в камеру давления и закрепляется гайкой 3. Затем камера наполняется маслом и гайкой 5 создается необходимое давление. После достижения заданного давления поршень 7 вдавливается в образец. Величину усилия фиксирует датчик 17. Свойства материалов оцениваются отношением усилия и размеров отпечатка.

Библиографический список

1. Сорокин, Г.М. Коррозионно-механическое изнашивание сталей и сплавов: учебное пособие / Г.М. Сорокин, А.П. Ефремов, Л.С. Саакян. М. : Изд-во Нефть и газ. РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002. 424 с.
2. Померанц, Л.И. Аппаратура и оборудование геофизических методов исследования скважин: учебник для вузов / Л.И. Померанц, Д.В. Белоконь, В.Ф. Козяр. М. : Недра, 1985. 271 с.
3. Крагельский, И.В. Узлы трения машин: справочник / И.В. Крагельский, Н.М. Михин. М. : Машиностроение, 1984. 280 с.
4. Механические свойства материалов под высоким давлением: под ред. Х.Л. Пью. М. : Мир, 1973. Т.1. 286 с. Т.2. 248 с.
5. Берестнев, Б.И. Пластичность и прочность твердых тел при высоких давлениях / Б.И. Берестнев, Е.Д. Мартынов, К.П. Родионов, Д.К. Бульчев, Ю.Н. Рябинин. М. : Наука, 1969. 162 с.
6. Механические свойства конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии: справочник. М. : Машиностроение, 1983. 250 с.

УДК 621.891

В.В. Мешков, Д.А. Зоренко, В.Л. Хренов, Р.С. Вареца
Тверской государственной технической университет

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ТОРМОЗНОГО ДИСКА ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ВАГОНА

Процесс торможения высокоскоростного железнодорожного подвижного состава характеризуется высокой тепловой нагруженностью фрикционных элементов. Расчетным оценкам температурного режима дисковых тормозов посвящено большое число работ, например [1-3].

Выбор метода моделирования температурного поля диска

Для моделирования температурного поля тормозного диска целесообразно использовать широко применяемый в расчетах метод конечных элементов.

Метод конечных элементов сводится к аппроксимации сплошной среды с бесконечным числом степеней свободы совокупностью подобластей

(или элементов), имеющих конечное число степеней свободы. Затем между этими элементами каким-либо способом устанавливается взаимосвязь.

Алгоритм расчета

Расчет выполняется в последовательности:

- по экспериментальной зависимости силы нажатия во времени рассчитывается нестационарное температурное поле тормозного диска с учетом явлений конвекции и теплопроводности;
- для расчетного нестационарного температурного поля выбирается момент времени, при котором температурное поле имеет максимальный градиент;
- для выбранного момента времени фиксируется распределение температур по объему тормозного диска (поле температур);
- производится расчет напряжений в теле тормозного диска при заданном поле температур.

Работа тормозных сил вычисляется по экспериментальным зависимостям скорости движения вагона и тормозных сил от времени, полученным при моделировании режима внеплановых торможений.

Расчетная оценка влияния состава жаропрочной стали на температурное поле диска

Для выявления особенностей температурного режима тормозного диска высокоскоростного вагона проведен расчет температурного поля тормозного диска из сталей различного состава в различные моменты времени торможения.

Расчет температурного поля тормозного диска в контакте с металло-керамической накладкой относится к стационарной тепловой задаче, если принять ряд допущений:

- источник тепловой энергии расположен на поверхности тормозного диска, имеющей форму кольца, формируемого тормозной накладкой;
- общее количество энергии, выделяемой при торможении, определяется из условия, что ее количество равно работе тормозных сил; работа тормозных сил вычисляется по экспериментальным зависимостям скорости движения вагона и тормозных сил от времени, полученного при моделировании режима внеплановых торможений;
- при расчете температурного поля используется коэффициент, определяющий долю энергии, затрачиваемую на нагрев тормозного диска в процентах;
- при выполнении расчета полагается, что конвертируемые поверхности расположены на тормозном диске; скорость движения внешней среды принимается равной средней (по радиусу) окружности скорости скольжения тормозной накладке.

На кольцевых поверхностях трения накладок по тормозному диску подводится тепловая энергия, выделяющаяся в результате действия сил трения. Отвод тепла происходит за счет конвекции с остальных поверхностей.

Мощностные параметры трения при торможении приняты на основании известных экспериментальных данных.

В качестве материалов диска использовали стали 20X13, 3X12H10MT и 12X15Г9НД.

Расчетная оценка температурного поля

Ниже представлены результаты расчета температур в различные моменты времени после начала торможения.

Начало торможения, момент времени $t = 6$ с (скорость 160 км/час)

Расчетная максимальная температура диска из стали 20X13 в момент времени $t = 6$ с (160 км/час) от начала торможения составляет 419 °С. Максимальная температура тормозного диска из стали 03X12H10MT – 429,5 °С, что на 10 °С выше максимальной температуры диска из 20X13; из стали 12X15Г9НД – 428,4 °С, что близко к максимальной температуре диска из 03X12H10MT.

Торможение в момент времени $t = 24,4$ с (скорость 100 км/ч)

Расчетная максимальная температура диска из стали 20X13 в момент времени $t = 24,4$ с (100 км/час) от начала торможения составляет 351,3 °С. Максимальная температура тормозного диска из стали 03X12H10MT – 360,9 °С, что на 10 °С выше максимальной температуры диска из 20X13; из стали 12X15Г9НД – 359,4 °С, что близко к максимальной температуре диска из 03X12H10MT.

Торможение в момент времени $t = 40$ с (скорость 60 км/ч)

Максимальная температура диска из стали 20X13 в момент времени $t = 40$ с (60 км/час) от начала торможения составляет 314,7 °С. Максимальная температура тормозного диска из стали 03X12H10MT – 323,7 °С, что на 10 °С выше максимальной температуры диска из 20X13; из стали 12X15Г9НД – 325,3 °С, что близко к максимальной температуре диска из 03X12H10MT.

Заключение

В результате расчета температурного поля высокоскоростного фрикционного контакта стального тормозного диска с металлокерамической накладкой показано, что максимальные температуры возникают в начальный момент торможения.

Установлено, что распределение температур для сталей, имеющих различный состав, практически одинаково. Это связано в основном с близкими теплофизическими свойствами сталей.

Влияние легирующих элементов и химических соединений сталей на температурное поле должно проявляться на микро- и субмикроруровне, на котором зарождаются повреждения. Для проведения расчета температурного поля на таком уровне необходимы программные продукты, позволяющие производить разбиение исследуемого тела на большое число элементов (сотни тысяч) размером сотни нанометров.

Библиографический список

1. Балакин, В.А. Тепловые процессы, возникающие при включении фрикционных муфт и тормозов / В.А. Балакин, В.П. Сергиенко, О.Ю. Комков // Трение и износ. 1996. № 5. С. 589-597.
2. Чичинадзе, А.В. Расчет и исследование внешнего трения / А.В. Чичинадзе. М. : Наука, 1967. 35 с.
3. Чичинадзе, А.В. Оценка режима работы пары трения фрикционного тормоза нового высокоскоростного железнодорожного подвижного состава на стадии проектирования / А.В. Чичинадзе, А.Г. Гинзбург, В.Д. Кожемякина // Проблемы машиностроения и автоматизации. 1992. № 6. С. 29-41.

УДК 621.891

В.В. Мешков, В.Л. Хренов, Р.С. Вареца, Д.А. Зоренко, Л.Е. Афанасьева
Тверской государственной технической университет

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ТОРМОЗНОГО ДИСКА ИЗ СТАЛИ 20X13

В современных высокоскоростных железнодорожных вагонах важным элементом тормозной системы является тормозной диск. В качестве материала тормозного диска в основном применяется коррозионностойкая жаропрочная сталь мартенситного класса 20X13, контактирующая с фрикционной металлокерамической накладкой. Режим работы дискового тормоза характеризуется наличием периодически повторяющихся процессов торможения и пауз, в основном соответствующих установившемуся движению вагона и разгону, при которых имеет место охлаждение диска [1, 2]. В процессе торможения на поверхности диска в течение короткого промежутка времени происходит выделение большого количества теплоты. В результате, в поверхностном слое тормозного диска возникают большие температурные напряжения, приводящие к появлению трещин и дальнейшему разрушению поверхностей трения и диска в целом [1-3].

Поэтому задача повышения срока работы тормозного диска, в частности исследование поверхностных слоев его кольцевой рабочей поверхности, является одной из наиболее важных для повышения надежности и долговечности железнодорожного вагона.

Исследование структуры поверхностного слоя диска из стали 20X13 проводилось методами растровой электронной (на приборе CAMSCAN-4QX-2000 (LINK)), оптической (на приборе МИМ-8 с цифровой видеокамерой) и сканирующей зондовой микроскопии (на приборе Solver P47H).

Исследованию подвергались торцевые поверхности А и Б диска после экстренного (начальная скорость 160 км/ч, конечная – 0 км/ч) и нормального (начальная скорость 180 км/ч, конечная – 60 км/ч) режимов торможения соответственно.

Для исследования микрошлифов в плоскости, перпендикулярной поверхности трения из кольцевой рабочей части диска, подвергнутого торможению, использовали три образца: на максимальном диаметре кольца, из его средней части и из области, расположенной на минимальном диаметре кольца. Затем поверхность образцов последовательно подвергали шлифованию, полированию, тонкому полированию и электролитическому травлению в насыщенном растворе хромового ангидрида в ортофосфорной кислоте.

Анализ снимков поверхностей трения (рис. 1а), полученных методом растровой электронной микроскопии, показали, что рабочая кольцевая поверхность на торце А тормозного диска подверглась интенсивным механическим и термическим воздействиям. Поверхность трения представляет собой совокупность участков, подвергшихся плавлению с большим количеством каверн размерами до 5 мкм и участков размером 20-40 мкм, подвергшихся пластическому деформированию со следами микрорезания.

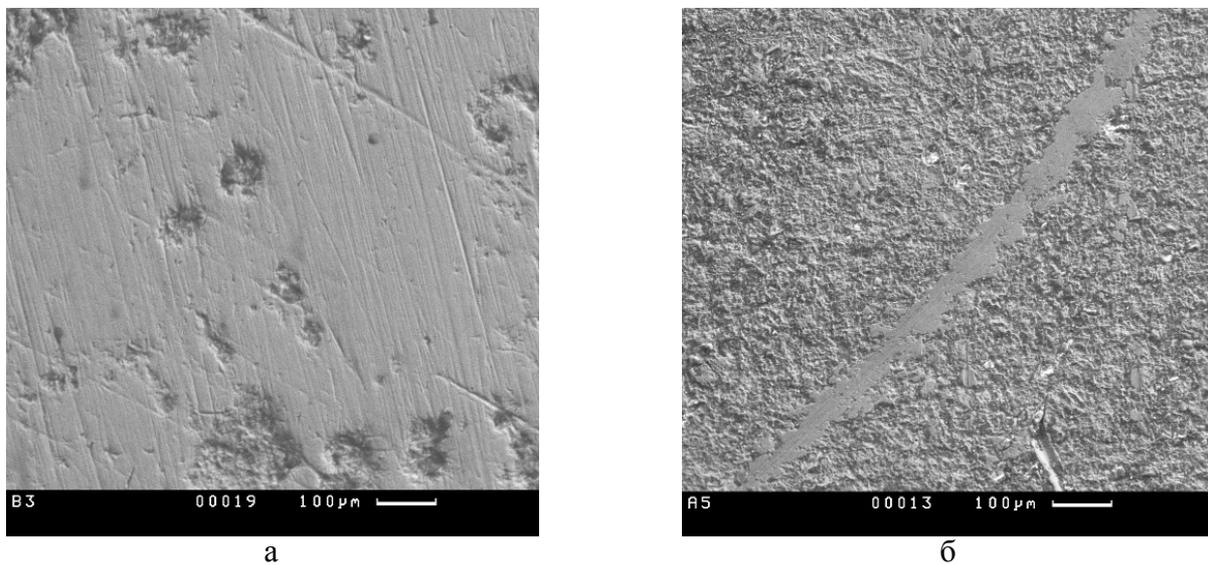


Рис. 1. РЭМ-изображения поверхностей трения тормозного диска

В отличие от поверхности трения на торце А поверхность торца Б (рис. 1б) имеет гладкий вид с бороздами 2-5 мкм в направлении скольжения. Имеются отдельные участки с существенными повреждениями, размеры которых составляют от 10 до 50 мкм при глубине до 10 мкм. Вероятно, превалирующим фактором фрикционного взаимодействия на этом торце явился термический нагрев.

Микроструктура стали на поверхности торца А по глубине шлифа представлена на рис. 2. Установлено, что в процессе торможения произошло изменение структуры поверхностного слоя. Глубина такого слоя составляет до 1300 мкм. В отличие от исходной крупнозернистой структуры стали 20Х13 диска слой материала, примыкающий к большему диаметру рабочей кольцевой поверхности, имеет мелкозернистую структуру. Это свидетельствует об интенсивных механических и термических воздействиях на рабочий поверхностный слой тормозного диска. На поверхности торца Б в процессе торможения также произошло изменение структуры поверхностного слоя, но в меньшей степени, чем на поверхности торца А. Толщина такого слоя составляет 800-900 мкм. Он имеет мелкозернистую структуру, но с большим размером зерна, чем в поверхностном слое торца А. Это свидетельствует о менее интенсивных, по сравнению с торцом А, механических и термических воздействиях на рабочий поверхностный слой тормозного диска.

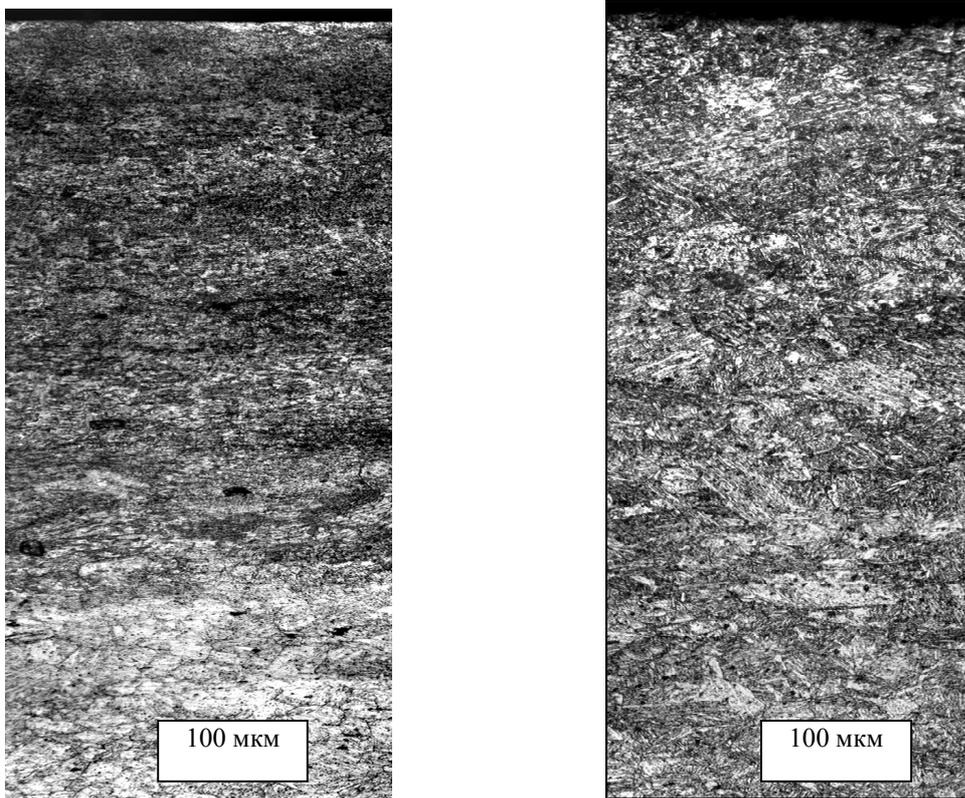


Рис. 2. Микроструктура тормозного диска из стали 20Х13
(торец А слева, торец Б справа)

При приближении к рабочей поверхности микрошлифа (торцы А и Б), примыкающего к большему диаметру рабочей кольцевой поверхности тормозного диска, наблюдается неоднородность структуры, более ярко выраженная на торце А, фиксируемая методом сканирующей зондовой микроскопии (рис. 3).

Неоднородность структуры выражается в появлении дефектов в виде многочисленных углублений размером 2-5 мкм в поперечнике и 0,5-1 мкм глубиной. Возможной причиной появления дефектов является образование в поверхностном слое стали при испытании диска нестойких (непрочных) соединений, которые разрушились в процессе интенсивного механического и термического воздействия при торможении.

Таким образом установлено, что с увеличением интенсивности механического и термического воздействия на тормозной диск из стали 20Х13 поверхностный слой имеет тенденцию к изменению структуры. В отличие от исходной крупнозернистой структуры стали, слой материала, примыкающий к рабочей кольцевой поверхности, имеет мелкозернистую структуру (рис. 2). С увеличением диаметра рабочей кольцевой области трения величина зерен уменьшается. При приближении к рабочей поверхности дефектность слоя стали возрастает.

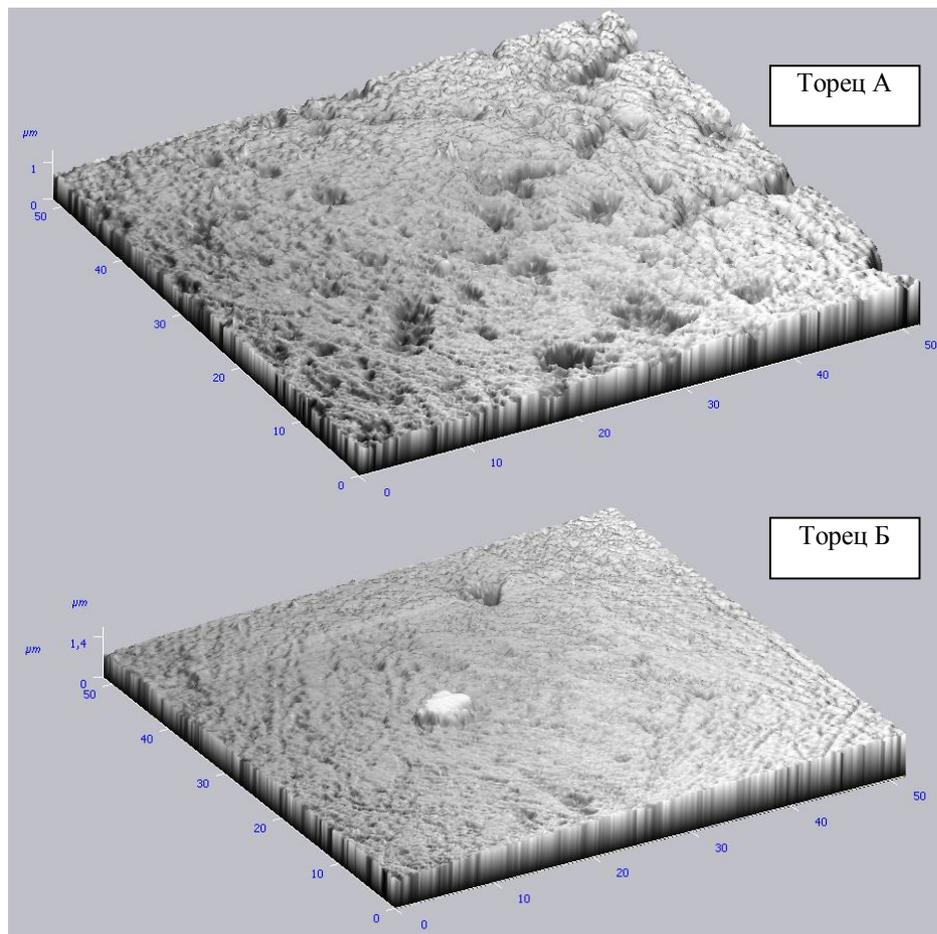


Рис. 3. AFM - изображения поверхностных слоев диска

В поверхностном слое тормозного диска, обнаружены дефекты в виде многочисленных углублений примерно 2-5 мкм в поперечнике и 0,5-1 мкм в глубину. Возможная причина появления дефектов – образование в поверх-

ностном слое стали при испытании диска непрочных соединений, которые разрушились в процессе интенсивного механического и термического воздействия при торможении.

Библиографический список

1. Чичинадзе, А.В. Расчет и исследование внешнего трения / А.В. Чичинадзе. М. : Наука, 1967. 35 с.
2. Чичинадзе, А.В. Оценка режима работы пары трения фрикционного тормоза нового высокоскоростного железнодорожного подвижного состава на стадии проектирования / А.В. Чичинадзе, А.Г. Гинзбург, В.Д. Кожемякина // Проблемы машиностроения и автоматизации. 1992. № 6. С. 29-41.
3. Чичинадзе, А.В. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар / А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, А.Г. Гинзбург, З.В. Игнатьева. М. : Наука, 1979. 267 с.

УДК 621.891

А.Н. Болотов, В.В. Новиков, О.О. Новикова
Тверской государственный технический университет

РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ИЗНОСА УЗЛА ТРЕНИЯ С КЕРАМИЧЕСКИМ АЛМАЗОСОДЕРЖАЩИМ МАТЕРИАЛОМ

Особенность исследования величины износа трибосопряжений с композиционными алмазосодержащими материалами (КАМ) состоит в необходимости одновременной оценки изнашивания поверхности КАМа и поверхности контробразца. Например, при абразивном изнашивании шлифовальным кругом из КАМа поверхности контробразца важнейшими характеристиками работоспособности сопряжения будут: производительность шлифования или объем сошлифованного в единицу времени материала контробразца и масса изношенного материала самого шлифовального круга.

В технике обычно износ оценивают следующими характеристиками: линейной интенсивностью износа I_h , весовой I_g или энергетической I_w [1]. Все эти характеристики связаны между собой и выражаются через объем изнашиваемого материала. В работах [1, 2] получены аналитические соотношения, связывающие износ со свойствами материала и характеристиками процесса трения, в зависимости от вида деформирования взаимодействующих микронеровностей: упругого или пластического. Однако предложенная модель построена при допущении, что контактируют две шероховатые поверхности, одна из которых абсолютно жесткая. Таким образом, рассчитывается износ только одного элемента из пары трения.

Рассмотрим контактирование упругой шероховатой поверхности КАМ, перемещающейся по шероховатой поверхности упругого изнашиваемого контробразца. Шероховатая поверхность моделируется набором

шаровых сегментов одинакового радиуса R , расположенных по высоте так, что распределение материала в поверхностном слое модели и реальной поверхности описывается одинаковой опорной кривой. Взаимным влиянием неровностей пренебрегаем потому, что в большинстве реальных сопряжений плотность контакта весьма мала [3].

Положим, что в деформировании участвуют только объем внедрившихся неровностей, который согласно [3] рассчитывается по формуле

$$V = \frac{A_r \cdot a}{\nu + 1}. \quad (1)$$

Подставив в (1) сближение a , полученное в [4] для упругого внедрения, имеем

$$V = \frac{A_a t_m R_p}{2(\nu + 1)} \left[\frac{1,5\pi q_a I_3}{t_m \nu (\nu - 1) K_3} \left(\frac{R}{R_p} \right)^{0,5} \right]^{\frac{\nu + 1}{\nu + 0,5}}, \quad (2)$$

где R_p , ν , t_m , K_3 – параметры шероховатости контактирующих поверхностей. Объем V представляет собой сумму деформированных объемов материала КАМа V_2 и материала контробразца V_1 :

$$V = V_1 + V_2. \quad (3)$$

Так как $V = A_r \cdot a$, где A_r – площадь фактического контакта, которая для V_1 и V_2 одинакова. В то же время внедрение шероховатой поверхности a определяется внедрением единичной микронеровности. Следовательно, учитывая (3), можно записать

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{a_{i1}}{a_{i2}}, \quad (4)$$

где a_{i1} и a_{i2} – внедрение единичных микронеровностей из материалов контробразца (1) и КАМа (2) друг в друга под действием нагрузки N . Величины внедрения определим по формулам Герца и для суммарного сближения запишем

$$a_i = \frac{0,75 \cdot (I_1 + I_2) N}{\rho_i}, \quad (5)$$

где I_1 и I_2 – упругие постоянные материалов взаимодействующих поверхностей; $\rho_i = (0,75 I_3 N R)^{1/3}$, $I_3 = I_1 + I_2$.

После несложных преобразований выражение (5) можно записать в виде

$$a_i = a_i \frac{I_1}{I_3} + a_i \frac{I_2}{I_3} = a_{i1} + a_{i2}. \quad (6)$$

Отсюда, учитывая (3) и (4), получим:

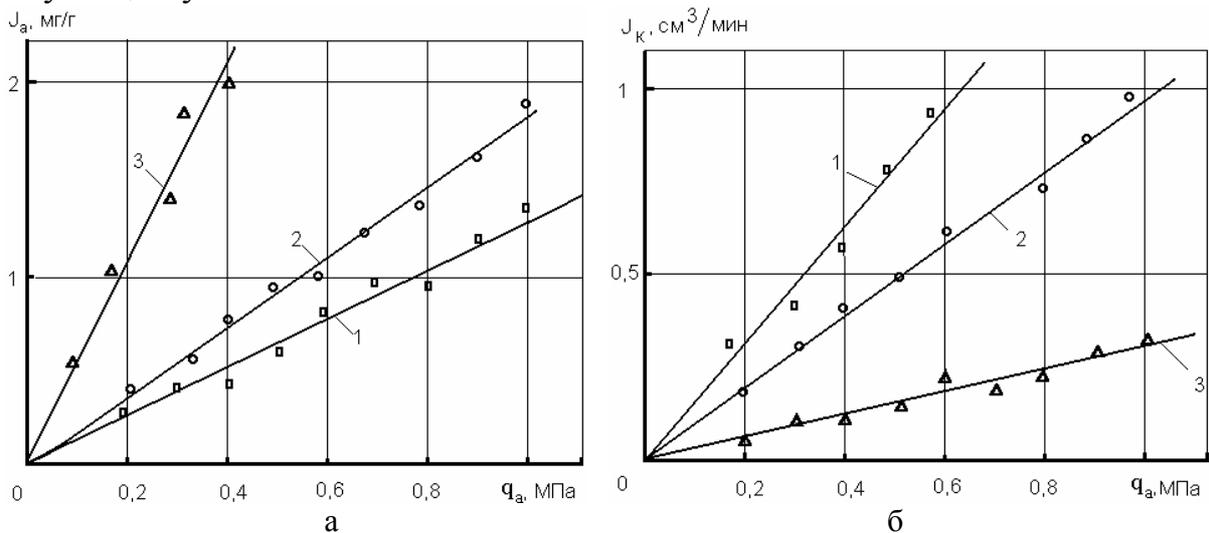
$$V_1 = V \frac{I_1}{I_3}; V_2 = V \left(1 - \frac{I_1}{I_3} \right). \quad (7)$$

Работоспособность шлифовального инструмента будем оценивать по величине объема изношенного материала в единицу времени. Согласно [5] глубина шлифования равна величине упругого внедрения зерна. Используя (7) и (2) для объемного износа контробразца J_k и образца J_a , получим

$$J_k = \frac{Svt_m R_p}{2(v+1)n_1} \left[\frac{1,5\pi q_a I_\vartheta}{t_m v(v-1)K_3} \left(\frac{R}{R_p} \right)^{0,5} \right]^{\frac{v+1}{v+0,5}} \cdot \frac{(1-\mu_k^2)}{E_K I_\vartheta}, \quad (8)$$

$$J_a = \frac{Svt_m R_p}{2(v+1)n_2} \left[\frac{1,5\pi q_a I_\vartheta}{t_m v(v-1)K_3} \left(\frac{R}{R_p} \right)^{0,5} \right]^{\frac{v+1}{v+0,5}} \cdot \left[1 - \frac{(1-\mu_k^2)}{E_K I_\vartheta} \right], \quad (9)$$

где S – ширина контробразца; v – скорость взаимного перемещения контактирующих поверхностей; E_K , μ_k – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала контробразца; n_1 и n_2 – число циклов, приводящих к отделению частиц износа. В случае абразивного изнашивания $n = 1$ [2]. Для выбранных нами материалов пары трения, одним из которых всегда был керамический материал, другим – абразивный материал с различными связующими, n_1 и n_2 так же равны 1. Расчет по формулам (8) и (9) представлен на рисунке в виде сплошных линий. Расхождение теоретических кривых с результатами эксперимента не превышает 12 %. Таким образом, полученные зависимости можно использовать для предварительной оценки работоспособности узла трения с композиционными материалами в зависимости от состава и физико-механических свойств материалов и условий эксплуатации узла.



Зависимость производительности шлифования образца из КАМа (а) и контробразца (б) от давления при скорости скольжения 25 м/с:
1 – образец с керамической связкой; 2 – с металлической; 3 – с бакелитовой

Библиографический список

1. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. М. : Машиностроение, 1977. 526 с.
2. Крагельский, И.В. О критериях износа материалов / И.В.Крагельский. ДАН, СССР. 1989. Т. 129. № 5. С. 1016-1019.
3. Чичинадзе, А.В. Трение, износ, смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун [и др.]. М. :Машиностроение, 2003. 576 с.
4. Новиков, В.В. Создание и комплексное исследование алмазосодержащих керамических трибоматериалов для узлов трения различного назначения: автореф. дис... канд. техн. наук / В.В.Новиков. Тверь. 1998. 22 с.
5. Ваксер, Д.В. Алмазная обработка технической керамики / Д.В. Ваксер, В.А. Иванов, Н.В. Никитков, В.В. Рабинович. Л. : Машиностроение, 1976. 160 с.

УДК 620.178.162.42

С.Л. Самошкин, А.А. Хоменко, А.Н. Макаров
 ЗАО НО Тверской институт вагоностроения

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ В СКОЛЬЗУНАХ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Современные пассажирские вагоны нашей страны эксплуатируются со скоростями до 200 км/ч. При проектировании и изготовлении вагонов большое значение уделяется как вопросам безопасности эксплуатации подвижного состава, так и обеспечению комфортности условий проезда пассажиров. Поэтому для проведения прочностных расчетов и оценки динамических параметров вагонов необходимо определить величины нагрузок, действующих на несущие элементы вагона и характер их изменения во времени.

Кузов пассажирского вагона опирается на ходовые части (тележки) через скользуны, образующие пары трения. На шкворневой балке кузова вагона закреплены стальные скользуны, в контакте с ними находятся углепластиковые вкладыши, установленные на боковых опорах надрессорного бруса тележек. Рабочая поверхность вкладыша представляет собой прямоугольник 130×260 мм с радиусами скруглений 21 мм. Возникновение сил трения определенной величины позволяет уменьшить интенсивность колебаний тележки относительно кузова вагона [1]. В то же время увеличение сил трения между стальным скользуном и вкладышем влияет на величину горизонтальных нагрузок, передаваемых на поводковые устройства тележек, связывающие надрессорный брус с рамой тележки, и соответственно на нагруженность основных несущих элементов тележки и сил взаимодействия колес и рельсового пути.

Величину силы трения в скользунах вагона определяет вертикальная нагрузка от массы кузова вагона на скользуны и коэффициент трения $K_{тр}$ между скользуном вагона и вкладышем, величина которого зависит от раз-

личных факторов (шероховатости рабочих поверхностей скользуна и вкладыша, температуры, наличия смазки и др.).

В связи с вышеизложенным определение коэффициента трения действующего в скользунах вагона следует считать актуальным.

Цель работы – определение коэффициента трения между углепластиковым вкладышем и стальным скользуном пассажирских вагонов при различных температурах, удельных давлениях, а также при наличии смазки.

В настоящее время на тележках безлючного типа пассажирских вагонов производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод» (ТВЗ) используются вкладыши из композиционного материала, изготавливаемые ООО «Углепластик» по ТУ 2291-010-56867231-2004 [2], с рабочим слоем ОПМ-94, представляющим собой листовой карбонит, требования к которому определяются ТУ 2256-001-58516576-2002 [3]. Стальные скользуны, устанавливаемые на кузове вагона, изготавливают из стали 40Х ГОСТ 4543 с обработкой рабочей поверхности до твердости HRC 35...43 и шероховатости Ra 1,25.

Коэффициент трения измеряли согласно методики, разработанной Тверским институтом вагоностроения и согласованной с ФГУП «Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (ВНИИЖТ) и ТВЗ. Испытания проводились на специальном приспособлении, установленном в рабочем пространстве стенда для статических испытаний крупногабаритных узлов и деталей. Схема приложения нагрузки при определении коэффициента трения между скользуном и вкладышем приведена на рис. 1.

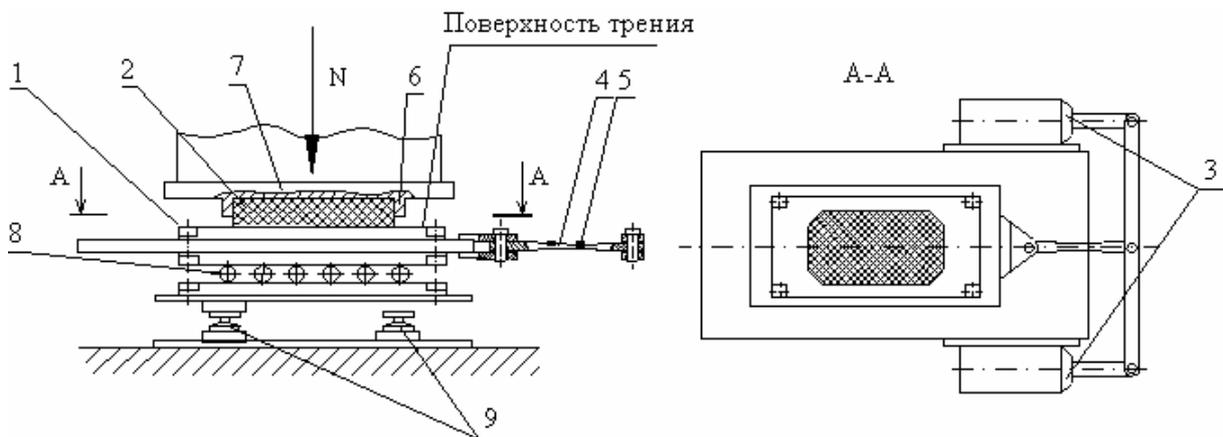


Рис.1. Схема приложения нагрузки при определении коэффициента трения между скользуном вагона и вкладышем коробки скользуна надрессорного бруса тележки

Перемещение скользуна 1 относительно вкладыша 2 в продольном направлении осуществлялось двумя силовыми пневмоцилиндрами 3 через силоизмерительное устройство 4 с установленными на нем тензодатчиками 5. Вкладыш устанавливался в коробке 6, приваренной к нагрузочной плите 7. Вертикальная нагрузка N , составляющая от 5 до 20 тс, передава-

лась через вкладыш, скользуны и роликовый подшипник 8 на весоизмерительные датчики 9, обеспечивавшие контроль величины вертикальной нагрузки. Возврат скользуна в исходное положение осуществлялся возвратными пружинами силовых пневмоцилиндров 3.

В процессе испытаний усилие P во всем диапазоне перемещения скользуна относительно вкладыша, начиная с момента трогания, измеряется с помощью мездозы 4, подключенной к измерительному усилителю Spider 8, и регистрируется на компьютере. Коэффициент трения определялся как отношение продольной нагрузки к вертикальной P/N . Типовая диаграмма записи процесса замера коэффициента трения пары скользящих-вкладыш представлена на рис. 2, где T – время в секундах.

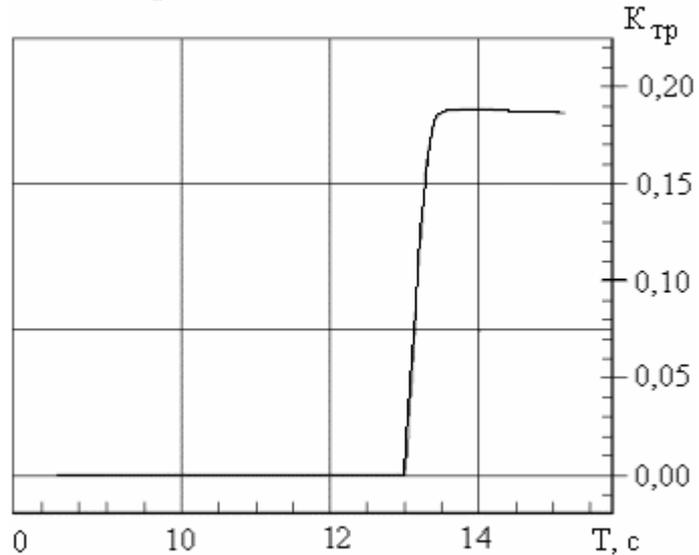


Рис. 2. Типовая диаграмма определения коэффициента трения между скользящим и вкладышем

В соответствии с требованиями [3] коэффициент сухого трения для листового материала карбонит (ОПМ-94) должен составлять от 0,08 до 0,23, а по рекомендациям ФГУП ВНИИЖТ – 0,11...0,16. Влияние температуры на величину коэффициента трения пары сталь – углепластик в ТУ [3] не оговорено. В то же время в соответствии с ТУ [4] тележки должны надежно работать при температуре окружающего воздуха от +55 до -55 °С.

Испытания по определению коэффициента трения в скользящих вагонах проходили в закрытом помещении при температуре воздуха 20 ± 2 °С. Скорость перемещения вкладыша относительно скользуна равнялась 20-30 мм/с.

Перед испытанием каждого вкладыша проводились пять пробных нагружений (рабочих ходов), имитирующих процесс приработки. Замеры делали не менее трех раз. Результаты замеров осреднялись. Образцы для испытаний подавались партиями от 5 до 20 шт.

На первом этапе были проведены испытания по определению влияния на коэффициент трения в скользящих вагонах удельной нагрузки, величина которой может изменяться в ограниченных пределах от 15 кг/см^2 (для $N = 5$ тс) до 60 кг/см^2 (для $N = 20$ тс). Результаты испытаний показали, что при указанном интервале нагрузок коэффициент трения имеет постоянную величину от 0,126 до 0,143.

На втором этапе для определения возможности моделирования процесса взаимодействия скользящих вагонов и отказа от испытаний натуральных

образцов была определена зависимость коэффициента трения в скользящих от количества рабочих циклов, так как коэффициент трения на вкладышах после эксплуатации в течение 10-12 месяцев увеличивался в 2-3 раза и достигал значения 0,45. Результаты испытаний показали, что количество рабочих ходов до 200 не оказывает существенного влияния на величину коэффициента трения.

На следующем этапе испытаниям были подвергнуты вкладыши при различных температурах и в трех вариантах: без смазки, с использованием смазки ТСК-М и после удаления её ветошью без обезжиривания поверхности. При определении влияния температуры на коэффициент трения скользящих и вкладыши нагревались или охлаждались до определенных температур (от -5 до $+40$ °С).

Результаты испытаний сведены в таблицы 1-3 и представлены в виде графиков (рис. 3).

Анализ результатов испытаний показал следующее.

При понижении температуры величина коэффициента трения существенно увеличивается. Как видно из табл. 1, при температуре -5 °С коэффициент трения пары скользящих – вкладыш составил 0,252, что в 1,35 раза больше, чем при $+20$ °С. При испытании одного из образцов (№1) при температуре -5 °С коэффициент трения возрос до 0,308. Движение вкладыша по поверхности скользящего осуществлялось рывками, что, вероятно, произошло в результате замерзания конденсирующейся на трущихся поверхностях влаги. При повышении температуры до $+40$ °С коэффициент трения пары скользящих – вкладыш составил 0,161, что в 1,11 раза ниже, чем при $+20$ °С.

Из анализа экспериментальных данных (табл. 2) видно, что с использованием смазки ТСК-М коэффициент трения между скользящим и вкладышем значительно уменьшается и составляет 0,024 при температуре $+20$ °С и 0,117 при температуре -5 °С.

Таблица 1. Коэффициент трения между скользящим и вкладышем при различных температурах без смазки

Температура скользящего и вкладыша, °С			
40	20	7	-5
0,161	0,179	0,186	0,252

Таблица 2. Коэффициент трения между скользящим и вкладышем при различной температуре с использованием смазки ТСК-М

Температура скользящего и вкладыша, °С			
20	7	1	-5
0,024	0,040	0,068	0,117

Таблица 3. Коэффициент трения между скользящим и вкладышем при различной температуре после удаления смазки ТСК-М

Температура скользящего и вкладыша, °С	
20	-5
0,143	0,182

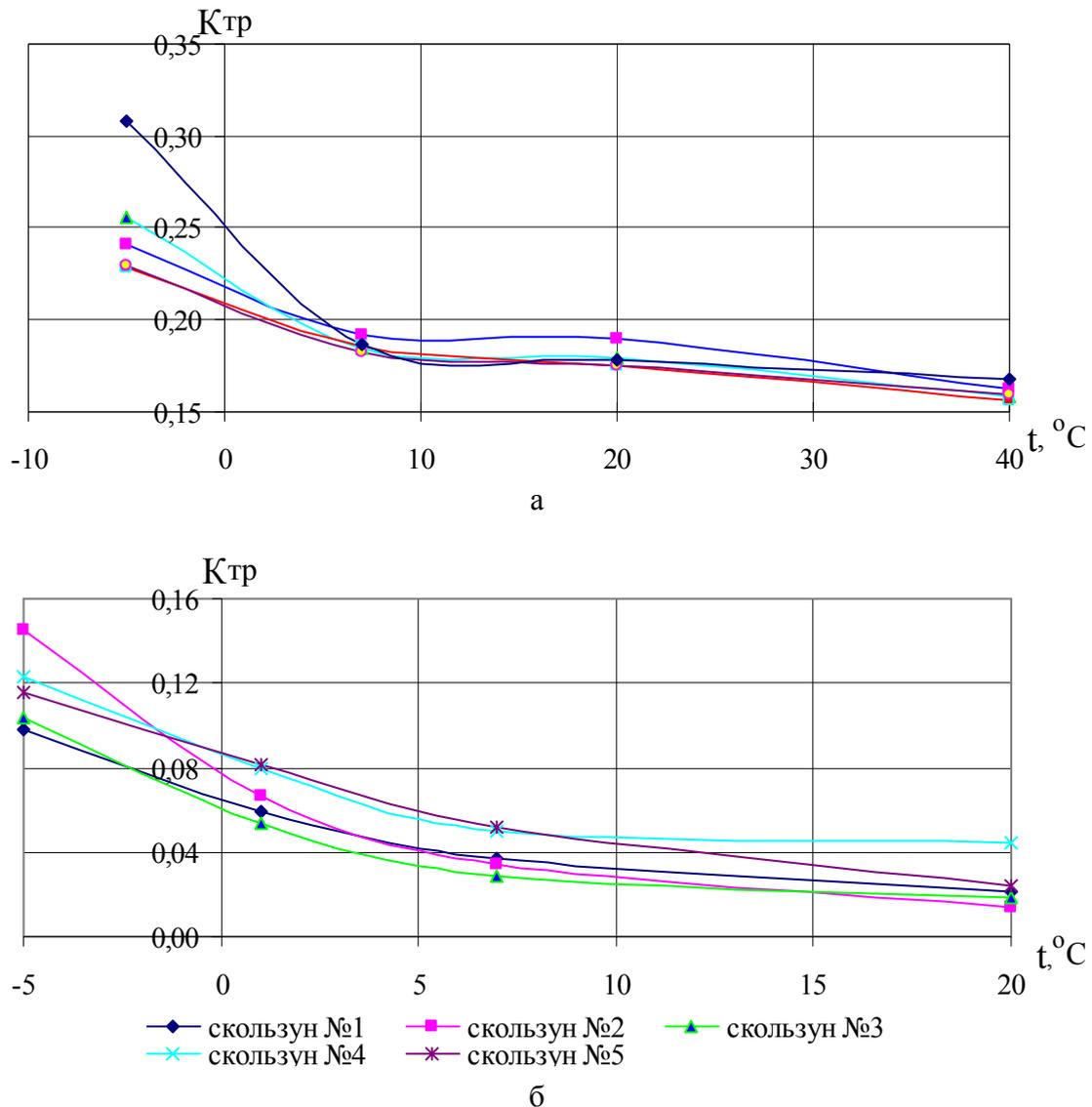


Рис. 3. Графики зависимости коэффициента трения от температуры:
а – без смазки; б – с применением смазки ТСК-М

Данные табл. 3 показывают, что после удаления смазки с поверхности скользяна и вкладыша ветошью без обезжиривания трущихся поверхностей значение коэффициента трения составило 0,143 и 0,182 соответственно при температурах +20 и -5 $^\circ C$, что в 1,2 раза меньше, чем при испытаниях до нанесения смазки.

На заключительном этапе работы был проведен контроль коэффициента трения вкладышей, устанавливаемых на вагоны производства Тверского вагоностроительного завода в объеме 469 шт. Результаты испытаний показали, что по величине коэффициента трения ($K_{тр} = 0,12-0,18$) все вкладыши соответствуют требованиям технических условий [3], и только 71,2 % вкладышей имеют коэффициент трения от 0,12 до 0,16, соответствуют рекомендациям ВНИИЖТ для скользянов пассажирских вагонов.

Выводы

1. Коэффициент трения в скользунах вагона с применением углепластиковых вкладышей при температуре 20 °С равен 0,12-0,18 и соответствует требованиям ТУ [3].
2. При понижении температуры до –5 °С величина коэффициента трения между скользяном и вкладышем увеличивается и достигает 0,252 (среднее значение).
3. При повышении температуры до +40 °С среднее значение коэффициента трения между скользяном и вкладышем уменьшается и составляет 0,161.
4. При использовании смазки ТСК-М среднее значение коэффициента трения между скользяном и вкладышем уменьшается до величины 0,024 при температуре +20 °С и 0,117 при температуре –5 °С.
5. После удаления смазки с поверхности скользуна и вкладыша сухой ветошью без обезжиривания поверхности среднее значение коэффициента трения между скользяном и вкладышем составляет 0,143 при температуре +20 °С и 0,182 при температуре –2 °С.
6. Для оптимизации работы узла трения необходимо либо подобрать материал вкладыша или его смазки, обеспечивающие нормированную величину коэффициента трения во всем рабочем интервале температур.

Библиографический список

1. Шадур, Л.А. Вагоны: учебник для вузов / Л.А.Шадур, И.И. Челноков. Л.Н. Никольский [и др.]. М. : Транспорт, 1980. 439 с.
2. ТУ 2292-010-56867231-2004. Скользун (вкладыш) из композиционного материала для тележек безлюлочного типа пассажирских вагонов. Технические условия. ООО «Углепластик», Мытищи, 2004. 13 с.
3. ТУ 2256-001-58516576-2002. Материал листовой карбонит (ОПМ-94). Технические условия. ООО «Углепластик», Мытищи, 2002. 10 с.
4. ТУ 3183-4075-50347074-2004. Тележки безлюлочной конструкции пассажирских вагонов колеи 1520 мм. Технические условия. ЗАО НО «ТИВ», Тверь, 2004. 8 с.

УДК 625.2.004.6

М.Е. Володькин, В.А. Харитонов
ОАО «Тверской вагоностроительный завод»

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТОВ ТОРМОЗНЫХ НАКЛАДОК ДИСКОВОГО ТОРМОЗА ТЕЛЕЖЕК БЕЗЛЮЛОЧНОГО ТИПА

ОАО «Тверской вагоностроительный завод» (далее ОАО ТВЗ), являясь основным изготовителем пассажирских вагонов, в настоящее время осваивает новую конструкцию подвагонных тележек безлюлочного типа мо-

дели 68-4095 и 68-4096 (далее тележек), которая должна прийти на смену тележкам модели ТВЗ-ЦНИИ-М.

В новой конструкции тележки в качестве основного тормоза применяется дисковый тормоз, обеспечивающий требуемые параметры торможения, предусмотренные нормами ОАО РЖД. Использование дискового тормоза позволило улучшить условия работы круга катания колес за счет исключения на них воздействия тормозных усилий и перенесения их на тормозные диски, установленные на оси колесной пары. Кроме этого позволило уйти от рычагов и тяг, используемых в тормозной рычажной передаче, тем самым снизить брутто вагона, увеличить КПД тормозной системы, отвести тепловые воздействия в процессе торможения от поверхности катания колёс, повысив их долговечность за счет исключения дефектов поверхности колеса от воздействия тормозных колодок в процессе торможения вагона, имевших место на тележках ТВЗ-ЦНИИ-М.

Процесс торможения пассажирского вагона осуществляется за счет взаимодействия пары трения накладка – диск. Диск тормозной изготовлен из стали 20Х13 (ГОСТ 5949-75) с последующим отжигом по группе II (ГОСТ 25054-81) до $HV \leq 248$. Основным поставщиком тормозных накладок является предприятие ООО «Диск», г. Челябинск. Тормозная накладка состоит из двух полунакладок со сплошным металлокерамическим слоем, изготовленным на основе меди в соответствии с ТУ 1479-002-49123292-2005 (рис. 1).

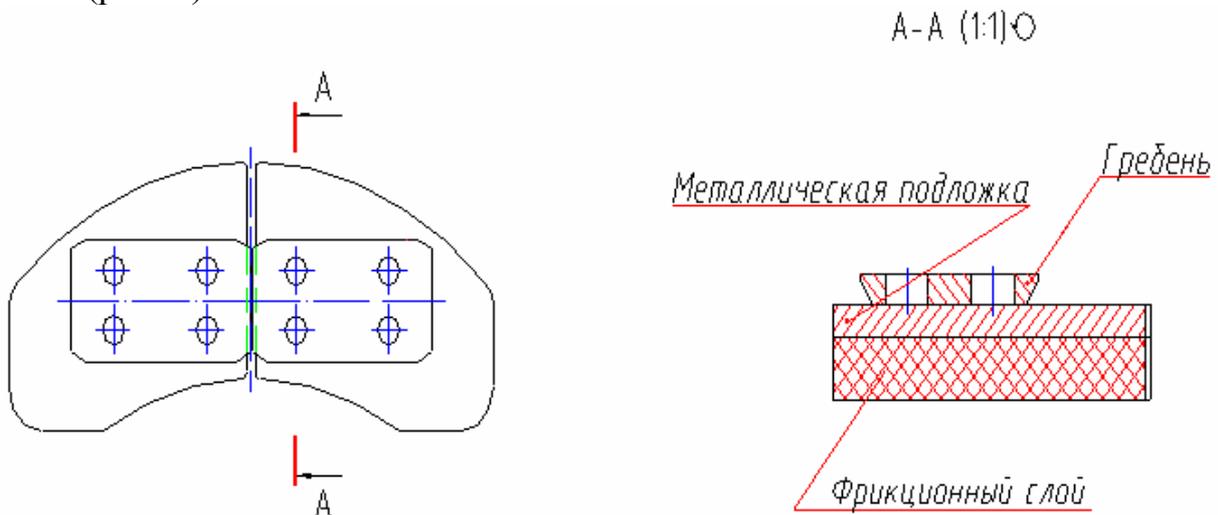


Рис. 1. Эскиз металлокерамической накладки производства ООО «Диск»

Эксплуатация пассажирских вагонов на безлюлочных тележках с дисковым тормозом выявила ряд проблем, в частности низкий ресурс тормозных накладок. Для увеличения ресурса тормозных накладок, с одной стороны, были определены пути модернизации тормозного блока тележки, с другой – произведен поиск альтернативного поставщика тормозных накла-

док, которым стала фирма ОАО «Фритекс», г. Ярославль. Фирма предложила тормозные накладки из материала «Диафрикт К-4». Руководством ОАО ТВЗ было принято решение о проведении сравнительных испытаний двух вариантов тормозных накладок, отличавшихся не только своими характеристиками, но и составом применяемого материала, конструктивными особенностями (рис. 2).



Рис. 2. Внешний вид тормозной накладки поставки ОАО «Фритекс»

Рабочий металлокерамический слой тормозных накладок из материала «Диафрикт К-4» в отличие от накладок фирмы ООО «Диск» изготовлен в виде трех секторов, имеющих между собой свободное пространство для улучшения отвода тепла и снижения общего веса тормозной накладки.

С целью сбора статистических данных для определения интенсивности износа металлокерамического слоя тормозных накладок в процессе торможения, поведения рабочего слоя в реальных условиях

эксплуатации организовали наблюдение за подконтрольными накладками. Для этих целей подконтрольными тормозными накладками из материала «Диафрикт К-4» поставки ОАО «Фритекс» и производства ООО «Диск» оборудовали тележки вагонов скорого поезда №1/2 «Красная стрела», скоростного поезда №165/166 «Невский экспресс - 2», эксплуатирующиеся по одному и тому же направлению, но имеющие различные скорости движения поездов.

Для получения достоверной информации о тенденции износа рабочего слоя, проявления внешних дефектов была разработана методика наблюдения, предусматривающая схему, периодичность проведения замеров фактических толщин тормозных накладок, критерии их предельного состояния.

Технические осмотры тормозных накладок осуществлялись в пунктах оборота поездов в г. Москве (ВЧД-1, Октябрьской ж/д). При каждом техническом осмотре с использованием электронного штангенциркуля проводились замеры фактической величины толщины накладок и их визуальный осмотр на предмет отслоения металлокерамического слоя от металлической подкладки, образования трещин, выщербин, сколов и выкрашивания рабочего слоя. Полученные данные отражены в Актах.

Сводные данные по величинам износа накладок за определенный выработанный ресурс для вагонов поезда «Невский экспресс» приведены в табл. 1 и 2, вагонов поезда «Красная стрела» – в табл. 3.

Таблица 1

Место расположения накладки	Тормозные накладки поставки ОАО «Фритекс», г. Ярославль (вагон № 33213)																			
	Пробег 650 км				Пробег 1950 км				Пробег 3250 км				Пробег 4550 км				Пробег 5850 км			
	Точки измерения износа				Точки измерения износа				Точки измерения износа				Точки измерения износа				Точки измерения износа			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
ПН 1КП	0	0,1	0	0	0	0,4	0	1	0,4	0,7	0	1,1	0,4	1,4	0,8	1,6	-	-	-	-
ПВ 1КП	0	0	0	0,1	0	1	0,8	0,2	1	1	1,2	0,4	1,8	1	1,8	0,7	2,5	2,1	2,1	0,8
ЛВ 1КП	0	0,1	0	0	0	0,8	0,2	0,2	0,4	0,8	0,7	0,7	1,2	0,8	0,7	1	-	-	-	-
ЛН 1КП	0	0	0	0	0	0,5	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,6	0,6	0,7	0,8	2,7	1,1	1,2	0,9
ПН 2КП	0	0,4	0,2	0	0,3	0,4	0,5	0,4	0,7	0,4	0,7	0,4	1,4	0,8	1,1	0,8	1,5	1,3	1,2	0,9
ПВ 2КП	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,2	0,4	0,2	0,6	0,4	0,6	0,3	0	0,4	0,6	0,9	0,5	0,6	0,9	0
ЛВ 2КП	0,3	0	0,4	0	1,6	0	0,5	0,1	1,8	1	0,8	0,3	2,1	1,3	1,2	0,6	2,3	1,2	1,4	0,8
ЛН 2КП	0	0,1	0	0	0	0,6	0,6	0,1	0,8	0,6	0,8	0,8	0,8	1,1	1,4	1,3	1,8	1,7	1,2	1,8
ПН 3КП	0	0,6	0,3	1,4	0	0,7	1,2	0,5	1,3	1,6	1,5	0,5	1,6	1,6	1,7	0,8	2,1	1,8	0,9	1
ПВ 3КП	0	0	0	0	0,1	0	0,2	0,2	1,3	0,9	1,1	0,5	1,9	1	1,2	0,5	2	1,1	1,2	0,9
ЛВ 3КП	0	0,2	0,3	0,2	0	0,5	0,4	0,2	0,3	1,8	1,7	0,3	1,7	1,8	1,9	0,3	2,7	2	2,5	1,2
ЛН 3КП	0	0,7	0,5	0,2	0	0,7	0,8	0,3	0,3	0,9	1,1	0,3	1,4	1,2	1,3	1	1,1	1,9	1,5	1,1
ПН 4КП	0,2	0	0	0,6	1,4	0	0,5	0,6	1,8	0,9	0,1	0,5	2,4	1,8	1,6	0,8	1,8	1,5	1,8	1,2
ПВ 4КП	0,1	0	0,4	0	0,8	0	0,5	0	1,3	1,2	1,1	0,6	1,4	1,2	1,3	1,5	2,8	1,4	2,1	1,4
ЛВ 4КП	0	0,3	0,1	0	0,7	0,3	0,4	0,2	1,2	1,1	1,1	0,5	2	1,6	1,7	0,9	2,8	1,1	2	1,4
ЛН 4КП	0	0,1	0	0,2	0,7	0,1	0,7	0,2	1,2	0,6	0,8	0,3	2	1,4	1,5	0,7	2,1	1,9	1,7	1,6
Среднее значение по точкам измерения	0,05	0,175	0,150	0,12	0,37	0,39	0,5	0,28	0,93	0,9	0,87	0,51	1,41	1,19	1,28	0,85	2,05	1,48	1,55	1,07

ПН - правая наружная; ПВ – правая внутренняя; ЛВ – левая внутренняя; ЛН – левая наружная
1КП – первая колесная пара; 2КП – вторая колесная пара; 3КП – третья колесная пара; 4КП – четвертая колесная пара

Таблица 2

Место расположения накладки	Тормозные накладки производства ООО «Диск», г. Челябинск (вагон № 32546)															
	Пробег 650 км				Пробег 1950 км				Пробег 3250 км				Пробег 4550 км			
	Точки измерения износа				Точки измерения износа				Точки измерения износа				Точки измерения износа			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
ПН 1КП	0,3	0,4	0	0,8	0,3	1,6	0,4	0,8	0,7	2,6	1,8	1,2	1,8	2,6	2,5	1,8
ПВ 1КП	0	0,4	0	0,5	0,5	1,2	0,2	2,2	0,5	2,1	2	3	0,5	2,7	2	3,8
ЛВ 1КП	0	0,6	0,4	0,2	0,6	1,2	0,2	1,4	2	2,6	1,9	2,8	2	2,6	2,4	3,2
ЛН 1КП	0	1	0,5	0,6	0,2	3	1	3	0,3	3,8	3	4	1,4	5	3,2	5
ПН 2КП	0,2	0,9	0,3	1,1	0,2	1,8	1	1,8	1,5	1,8	1,5	2,4	1,5	2,4	1,9	2,8
ПВ 2КП	0,2	0,6	0,5	0	0,8	1,8	1	0,8	1,2	2,6	2,5	1,9	1	3	2,7	2,1
ЛВ 2КП	1	0,8	0,8	1,7	1,6	0,8	0,8	2	1,6	1,9	1,4	2,7	2	1,9	1,8	3,1
ЛН 2КП	0	0,2	0,1	0,5	1,5	1,2	1,4	1	1,8	2,2	2,1	1,4	2,5	2,7	2,8	2,5
ПН 3КП	0	0	0,3	0	0,3	0,6	0,3	0,8	1,2	1	1,3	1,8	2,2	1,7	1,3	1,8
ПВ 3КП	0	0	0	0,4	0,2	1,5	1	0,5	1	2,6	2,5	3,2	1	3	2,8	3,2
ЛВ 3КП	0,4	0	0	0	1,3	0,1	0	0,6	1,6	1,2	0,8	1,5	2	1,2	0,8	1,8
ЛН 3КП	0	0	0	0,4	0,2	1	0,1	1,2	0,7	1,3	1,2	2	2,5	1,3	1,2	2,6
ПН 4КП	0	0	0,2	0,3	1,4	1,6	1,1	0,8	3	2,4	2,5	2	3	3,1	3,6	2,5
ПВ 4КП	0	0	0,4	0,5	0,5	0,8	1,2	2,3	1,4	1,1	1,2	2,6	2	1,4	1,8	3,6
ЛВ 4КП	0,5	0	0,2	0	2,2	0	0,2	0,7	3	0,9	1	1,3	3	0,9	1	1,3
ЛН 4КП	0,2	0	0	0,5	0,8	0,8	0,2	1,3	1,6	1,8	1,6	1,8	2	1,9	2	2,7
Среднее значение по точкам измерения	0,12	0,31	0,23	0,47	0,79	1,19	0,63	1,33	1,44	1,99	1,77	2,23	1,9	2,34	2,11	2,74

Таблица 3

Место Расположения накладки	Тормозные накладки поставки ОАО «Фритекс», г. Ярославль (вагон № 16604)				Тормозные накладки производства ООО «Диск», г. Челябинск (вагон № 64491)			
	Пробег 3250 км	Пробег 7150 км	Пробег 16550 км	Пробег 29550 км	Пробег 3250 км	Пробег 7150 км	Пробег 16550 км	Пробег 29550 км
	Точка измерения				Точка измерения			
	1	1	1	1	1	1	1	1
ПН 1КП	0,4	0,5	0,9	1,6	0	0,2	1	2,6
ПВ 1КП	0	0,4	0,9	1,9	0	0,6	2,2	4
ЛВ 1КП	0,1	0,5	1,3	2,5	0,2	1,5	2,8	3,9
ЛН 1КП	0	0,3	0,5	1,3	0	0,5	1,1	2
ПН 2КП	0	0,4	0,9	1,2	0	0,3	2,3	2,5
ПВ 2КП	0,5	1,1	1,8	3	0,2	2,1	3	5
ЛВ 2КП	0	0	0,5	0,9	0,1	1,5	2,2	3,9
ЛН 2КП	0,1	0,4	0,8	0,9	0,3	2	2,9	4,6
ПН 3КП	0,4	0,3	1,1	1,8	0	0,6	1,5	3,4
ПВ 3КП	0,7	0,2	0,8	2	0	0,8	1,9	3,3
ЛВ 3КП	0,3	1,6	2	3,5	0,2	1	1	3,5
ЛН 3КП	0	0,5	0,8	1	0,1	1,3	2	3,6
ПН 4КП	0	0	0,4	0,5	0,5	1	1,3	2,8
ПВ 4КП	0,5	0,5	0,9	1,5	0	1,2	1,9	3,3
ЛВ 4КП	0	0	0,5	1,2	0,9	2	2,5	3,9
ЛН 4КП	0	0,2	0,8	1,6	0,4	0,7	1,8	2,3
Среднее значение износа	0,19	0,43	0,93	1,65	0,18	1,08	1,96	3,41

В связи с тем что по объективным обстоятельствам (ограничение длительности испытаний и отслоения металлокерамического слоя от металлической подложки на 8 накладках) не представилось возможным осуществить замеры толщины всех испытуемых накладок до минимального допустимого их износа, был использован математический аппарат, с использованием которого была выполнена прогнозная оценка среднего ресурса тормозных накладок.

В предположении о полиномиальной зависимости скорости износа накладок от выработанного ресурса построены графики для тормозных накладок поставки ОАО «Фритекс» и производства ООО «Диск» (поезд «Невский экспресс», рис. 1 и 2); поставки ОАО «Фритекс» и производства ООО «Диск» (поезд «Красная стрела», рис. 3 и 4).



Рис. 1. График износа тормозных накладок производства ООО «Диск». Поезд «Невский экспресс»

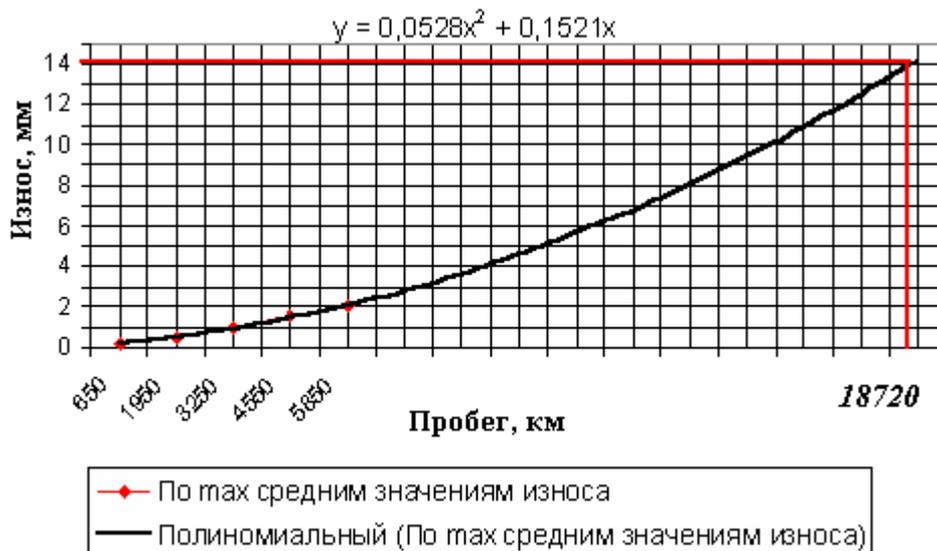


Рис. 2. График износа тормозных накладок производства ОАО «Фритекс». Поезд «Невский экспресс»

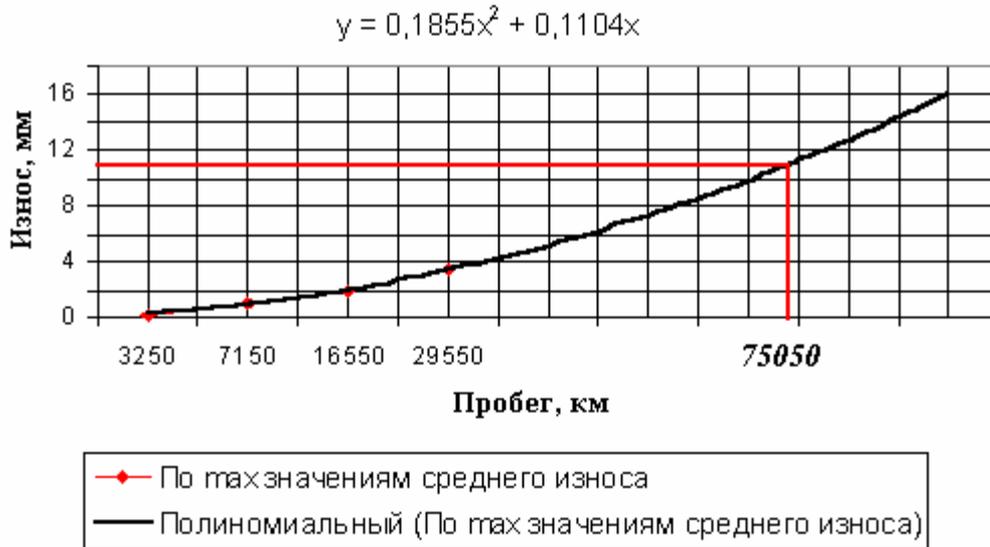


Рис. 3. График износа тормозных накладок производства ООО «Диск». Поезд «Красная стрела»

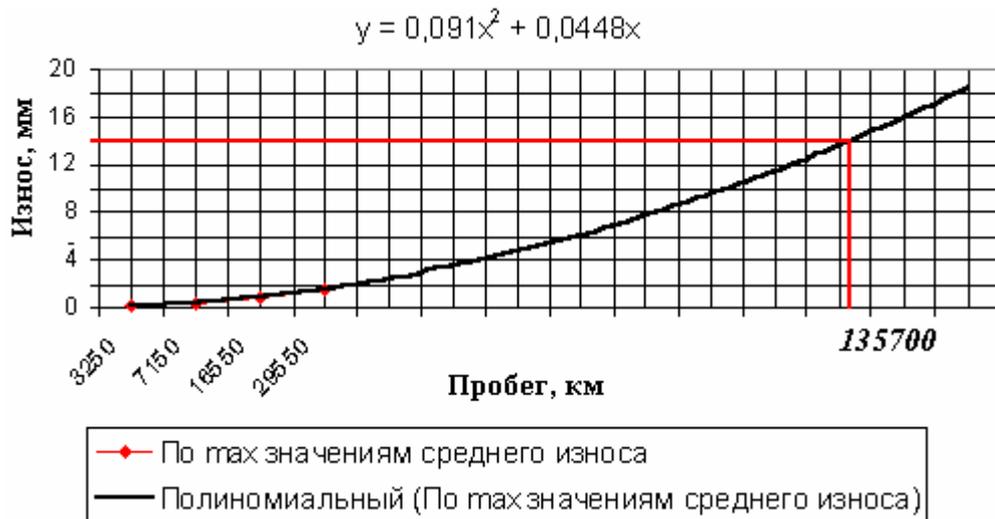


Рис. 4. График износа тормозных накладок производства ОАО «Фритекс». Поезд «Красная стрела»

По результатам обработки статистических данных величина среднего ресурса накладок поезда «Невский экспресс» составила:

накладки производства ООО «Диск» – 15470 км;

накладки поставки ОАО «Фритекс» – 18720 км.

Величина среднего ресурса накладок тележек вагонов, эксплуатирующихся в составе поезда «Красная стрела», составила:

накладки производства ООО «Диск» – 75050 км

накладки поставки ОАО «Фритекс» – 135700 км.

На основе проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Величина среднего ресурса тормозных накладок значительно зависит от категории поезда, в котором эксплуатируются вагоны (скорые, скоростные).

2. Тормозные накладки материала «Диафрикт К-4» обладают недостаточной прочностью сцепления металлокерамического слоя накладки с металлической подложкой.

3. Тормозные накладки из материала «Диафрикт К-4» при эксплуатации вагонов в составе поездов «Красная стрела» и «Невский экспресс» имеют преимущество перед накладками производства ООО «Диск».

4. Повышенный ресурс тормозных накладок с использованием материала «Диафрикт К-4» объясняется увеличенной толщиной металлокерамического слоя по сравнению с тормозными накладками ООО «Диск».

5. Для повышения ресурса тормозных накладок производства ООО «Диск» рекомендовать увеличить толщину металлокерамического слоя, уменьшив толщину металлической подложки до минимально допустимой из условия её деформации.

6. Достигнутая величина ресурса тормозных накладок до их замены не отвечает требованиям эксплуатации. Продолжить работы по совершенствованию конструкции тормозного блока тележки в части обеспечения передачи равномерного усилия по всей площади тормозных накладок и подбору оптимального состава металлокерамического слоя.

УДК 629.01.02/03

О.С. Самошкин

ОАО «Тверской вагоностроительный завод»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДОВ ВАГОННЫХ ГЕНЕРАТОРОВ

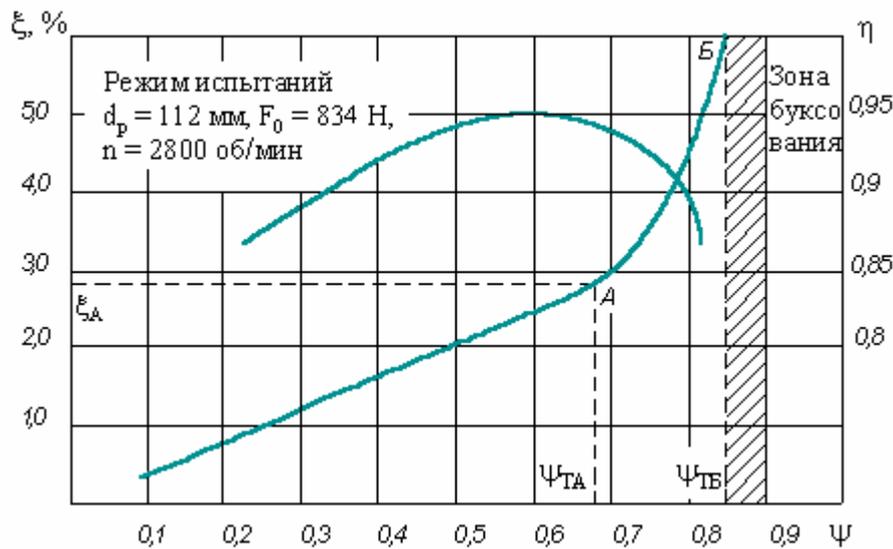
Тяговая способность является основным критерием работоспособности клиноременной передачи. Она характеризуется окружной силой F_t или полезным напряжением k , которые передаются при данных условиях работы. Тяговая способность на соответствующем шкиве оценивается коэффициентом скольжения ремня ε , коэффициентом полезного действия η и коэффициентом запаса по тяговой способности K_ψ , которые определяются экспериментально при стендовых испытаниях. На рисунке показана типичная экспериментальная тяговая характеристика клинового ремня. Эта кривая совместно с кривой КПД (η) дает хорошее представление о работе передачи и позволяет устанавливать нормы нагрузки на передачу.

В работе [1] отмечается, что тяговая способность зависит от фрикционных свойств рабочих поверхностей ремня и шкива, натяжения ремня, его скорости, угла обхвата, который в свою очередь зависит от передаточного отношения и относительной величины межосевого расстояния.

Коэффициент запаса по тяговой способности определяется зависимостью

$$K_{\psi} = \frac{\Psi_{ТБ}}{\Psi_{ТА}}, \quad (1)$$

где $\Psi_{ТБ}$, $\Psi_{ТА}$ – коэффициенты тяги, при которых наступают буксование ремня и изменения линейного закона скольжения на нелинейный (точка перегиба на рис.).



Экспериментальная тяговая характеристика клинового ремня В(Б) - 2500

Отношение натяжения в ведущих и ведомых ветвях ременной передачи для характерных точек кривой скольжения

$$m_A = \frac{1 + \Psi_{ТА}}{1 - \Psi_{ТА}}, \quad (2)$$

$$m_B = \frac{1 + \Psi_{ТБ}}{1 - \Psi_{ТБ}}.$$

Величина отношения натяжений в ведущих и ведомых ветвях клиноременной передачи связан с приведенным коэффициентом трения зависимостью [2]

$$f' = \frac{1}{\pi} \ln m_B. \quad (3)$$

Физический коэффициент трения клиноременной передачи зависит от угла канавки шкива α_0 :

$$f = f' \sin \frac{\alpha_0}{2}. \quad (4)$$

Определение коэффициентов трения (f' и f) клиноременных передач новых типов

№ п/п	Наименование параметра, единицы измерения	Обозначение или формула для расчета	SPB(УБ) ЗАО ЯРТ	C(B) - III ЗАО ЯРТ	C Rocon	B(B) – III Optibelt	17×11 PIX	22×14 PIX	XPB Roulunds Fabriker	XPC Roulunds Fabriker
1	Натяжение ремня, кГс	F_0	110	136	125	84,5	84,5	125	84,5	125
2	Коэффициент тяги	$\Psi_{ТА}$	0,57	0,59	0,68	0,55	0,68	0,68	0,66	0,66
		$\Psi_{ТБ}$	0,73	0,76	0,85	0,70	0,85	0,85	0,94	0,95
3	Коэффициент скольжения	ξ_A	1,5	1,7	2,45	2,3	2,8	2,2	0,90	0,75
		ξ_B	2,45	2,5	5,0	6,5	6,0	5,0	2,2	1,7
4	Площадь сечения, см ²		1,54	2,31	2,37	1,43	1,43	2,37		
5	Высота ремня, см	T	1,3	1,35	1,4	1,1	1,1	1,4	1,3	1,8
6	Ширина ремня по большому основанию, см	W	1,63	2,20	2,2	1,7	1,7	2,2	1,63	22,0
7	Угол клина ремня, град	α	38	40	40	40	40	40	38	38
8	Коэффициент запаса по тяговой способности	$K_{\psi} = \frac{1 + \Psi_{ТБ}}{1 - \Psi_{ТА}}$	1,28	1,29	1,25	1,27	1,25	1,25	1,42	1,44
9	Отношение натяжений в ведущих и ведомых ветвях ремня	$m_A = \frac{1 + \Psi_{ТБ}}{1 - \Psi_{ТА}}$	3,65	3,86	5,25	3,44	5,25	5,25	4,88	4,88
		$m_B = \frac{1 + \Psi_{ТБ}}{1 - \Psi_{ТА}}$	6,41	7,33	12,33	5,67	12,33	12,33	32,33	39
10	Угол канавки шкива, град	α_0	34	34	34	34	34	34	34	34
11	Приведенный коэффициент трения	$f' = \frac{1}{\pi} \ln m_B$	0,59	0,63	0,80	0,55	0,80	0,80	1,11	1,17
12	Физический коэффициент трения	$f = f' \sin \frac{\alpha_0}{2}$	0,17	0,18	0,23	0,16	0,23	0,23	0,32	0,34

Для определения приведенного f' и физического f коэффициентов трения были проведены стендовые тяговые испытания большого количества клиновых ремней, которые используются в приводах вагонных генераторов. Кроме того, были взяты результаты тяговых стендовых испытаний, приведенных в работе [3].

Все испытанные ремни можно разделить на три группы.

1. Ремни классического сечения В и С. Применяются в приводах вагонных генераторов. В зарубежных каталогах ремни этого сечения часто обозначаются размерами сечения, а именно 17×11 или 22×14 . К ремням этой группы относится и разъемный ремень типа Roscon сечения С [4].

2. Узкие клиновые ремни, которые в России обозначаются УВ или УС, а по зарубежным стандартам – SPB или SPC. Эти ремни взаимозаменяемы с ремнями сечения В и С при увеличении глубины канавок на шкивах.

3. Узкие клиновые ремни без обертки боковых граней (для увеличения коэффициента трения) и с формованным зубом на нижнем основании (для уменьшения потерь при изгибе на шкивах передачи). Они обозначаются соответственно ХРВ и ХРС.

В таблице приведены результаты тяговых стендовых испытаний перечисленных клиновых ремней и проведено определение их приведенного и физического коэффициента трения.

Как видно из полученных данных, физический коэффициент трения отечественных классических ремней составляет $0,17 - 0,18$. Близкие величины f отмечаются и для импортных классических ремней.

Ремни фирмы РІХ (Индия) имеют более высокий коэффициент трения, величина которого доходит до $0,23$. Самый высокий коэффициент трения имеют клиновые ремни без обертки рабочих граней, величина которого достигает значения $0,32 - 0,34$.

Такие высокие показатели по величине коэффициента трения клиновых ремней без обертки рабочих граней позволяют существенно поднять тяговую способность клиноременных передач приводов вагонных генераторов и способствуют их широкому внедрению на железных дорогах России.

Библиографический список

1. Пронин, Б.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи / Б.А. Пронин, Г.А. Ревков. М. : Машиностроение, 1980. 320 с.
2. Воробьев, И.И. Передачи с гибкой связью в приводах станков / И.И. Воробьев. М. : Машиностроение, 1971. 143с.
3. Самошкин, С.Л. Исследование возможности повышения тягово-энергетических показателей серийных клиноременных приводов генераторов пассажирских вагонов / С.Л. Самошкин // Тяжелое машиностроение. 1999. №3. С. 32-36.
4. Соловьев, С.А. Исследование возможности использования разъемных клиновых ремней в приводах вагонных генераторов от средней части оси колесной пары / С.А. Соловьев, О.С. Самошкин // Вестник Тверского государственного технического университета. Тверь : ТГТУ, 2006. Вып. 9. С. 17-21.

УДК 621.891

В.Г. Бурдо

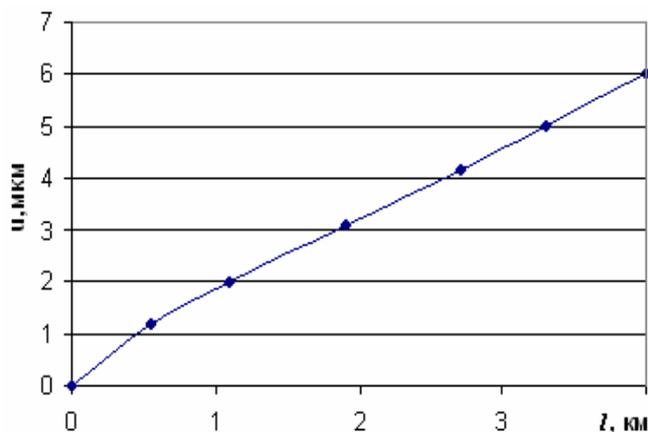
Тверской государственной технической университет

ОСОБЕННОСТИ ИЗНОСА РЕЖУЩИХ ПЛАСТИН С МНОГОСЛОЙНЫМИ ПОКРЫТИЯМИ

В последние 3-5 лет большое распространение в металлообработке получил режущий инструмент, оснащенный неперетачиваемыми твердосплавными пластинами с многослойными покрытиями (МП) фирм Sandvik, Iskar, Mitsubishi и ряда других [1].

Особенностью МП является то, что с их помощью решаются задачи придания дополнительной прочности режущей кромке, повышение износостойкости лезвия и теплостойкости инструмента. В качестве покрытия, реализующего последнюю цель, обычно используются мелкодисперсные слои нитрида титана или оксида алюминия толщиной от 0,5...1 до 5...7 мкм.

Суть тепловой защиты тела резца состоит в том, что тепло аккумулируется в пределах толщины покрытия, не чувствительного к нагреву, а смазывающе-охлаждающая жидкость, обильно подаваемая в зону резания, активно отводит из нее тепло, охлаждая и покрытие.



Зависимость линейного износа режущих пластин от длины пути резания l

Как показал анализ эксплуатации указанных инструментов на предприятиях г. Твери, массово применяющих инструмент производства Sandvik и Iskar (ОАО «Тверской экскаватор», ОАО «Тверской вагоностроительный завод», ООО «Нефтегазгеофизика»), им в отличие от обычных твердосплавных не свойственна зона приработки режущей кромки, а удельный износ близок к инструменту, оснащеному искусственными алмазами [2]. Исследования позволяют сделать вывод, что

интенсивность изнашивания режущей кромки проходных пластин в направлении выдерживаемого размера составляет 1-2 мкм на 1 км длины пути резания (рис.). Данные получены при обработке закаленной стали 40X13 (HRC 28...32) пластинами CNMG 120408-PM 4015.

Предварительные данные позволяют констатировать тот факт, что режущие способности инструмента и его стойкость резко снижаются при нарушении целостности верхнего износостойкого покрытия. Данный тип пластин весьма эффективно используется на оборудовании с числовым программным управлением и предназначен для выпуска максимального количества продукции в единицу времени, поэтому наряду со стойкостью инструмента на первый план выдвигается требование обеспечения стабильности качества режущей кромки пластины, что позволит производить его принудительную смену [3].

По нашему мнению, механизм износа инструмента с покрытиями вследствие его контактирования со сходящей стружкой и деталью несколько отличен от традиционного, когда он во многом определяется вырывом материала при отделении «нароста». В нашем случае вероятнее всего износостойкость инструмента определяется деформационными процессами (усталостный износ), проходящими в пределах высоты микронеровностей покрытия, так как родство с обрабатываемыми материалами и наростообразование при правильном подборе инструмента не наблюдаются [2]. Инструмент с МП дифференцирован по видам обработки (черновая, чистовая, получистовая) и видам обрабатываемых материалов, поэтому были приведены предварительные исследования целостности верхнего износостойкого покрытия при различных видах обработки для сталей 30ХГСА (HRC, 28...32) и 40Х13 (HRC, 30...36) режущих пластин CNMG 190612-PR 4235 и R166.0G-16MM01-200 1020.

Цель настоящего исследования – выявление особенностей износа режущих пластин с МП для установления причин потери ими режущих свойств.

Было установлено, что разрушение покрытия при продольном и поперечном точении ранее наблюдается на передней поверхности пластины, разрушение покрытия на задней поверхности происходит уже при износе её тела. При резбообразовании в связи с затруднением схода стружки (закрытая схема резания) и увеличенным трением стружки сначала изнашивается покрытие на передней поверхности. Износ покрытия происходит не только непосредственно по режущему лезвию, но и на некотором расстоянии от него по направлению вектора схода стружки или вектора скорости резания, что позволяет установить зоны покрытия, определяющие стойкость инструмента.

В результате изучения величины шероховатости покрытия до и после процесса резания было отмечено, что наибольшее её изменение (увеличение) и наибольший износ покрытия проявляются не на самом лезвии, а за ним, что позволяет определить «критические» (с точки зрения стойкости) площадки пластин.

Анализ предварительных результатов исследования показал, что шероховатость поверхности покрытий пластин после резания имела тенденцию к увеличению, поэтому её обеспечение в оптимальных значениях на новом инструменте имеет важнейшее значение для его производственной эксплуатации. Таким образом, полученные результаты позволяют уточнить имеющиеся рекомендации по их применению и достаточно просто производить их экспресс – диагностику.

Библиографический список

1. Руководство по металлообработке. М. : SANDVIK, 2007. 916 с.
2. Баранчиков, В.И. Справочник конструктора-инструментальщика / В.И. Баранчиков, Г.В. Боровский, В.А. Гречишникова [и др.]. М. : Машиностроение, 1994. 560 с.
3. Грановский, Г.И. Резание металлов / Г.И. Грановский, В.Г. Грановский. М. : Высшая школа, 1985. 304 с.

**ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ КОНТАКТЫ
И ЭЛЕКТРОКОММУТИРУЮЩЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

УДК 621.315

В.В. Измайлов, М.В. Новоселова
Тверской государственной технической университет

**ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НА ДЕГРАДАЦИЮ
ЗАМКНУТОГО ЭЛЕКТРОКОНТАКТНОГО СОЕДИНЕНИЯ**

Одной из наиболее актуальных проблем, существующих в производстве и эксплуатации электротехнического оборудования, является обеспечение качества электроконтактных соединений. Как правило, разборные контактные соединения предназначены для длительных сроков эксплуатации. В связи с этим к ним предъявляются повышенные требования в пределах всего срока службы.

С точки зрения теории надежности разборные электрические контактные соединения можно отнести к изделиям с деградационными отказами, связанными с изменением определяющего параметра – электрического сопротивления контактного соединения или его температуры. Воздействия множества трудно контролируемых факторов (влажность и температура воздуха, контактное нажатие, состояние контактирующих поверхностей, режимы работы и т.п.) инициируют рост оксидных пленок непосредственно в области контакта между поверхностями, что ведет к увеличению температуры контакта и переходного сопротивления. Вследствие этого деградация соединения осуществляется в соответствии с закономерностями развития оксидных пленок со временем.

В работах [1, 2] рассматривается возможность использования контактного электросопротивления как диагностического параметра, на основании которого делается вывод о работоспособности электроконтактного соединения.

В рамках диффузионной модели [3] рост контактного электросопротивления обусловлен проникновением пленки окислов в зону контакта за счет диффузии атомов оксиданта вдоль поверхности контакта.

На основании численного решения дифференциального уравнения, описывающего диффузию окислителя по поверхности контакта, в работе [3] получена зависимость контактного сопротивления от времени t :

для единичного пятна контакта

$$Rl(t) = \frac{R_0}{\left[1 - 0,77 \left(\frac{K_\delta D}{a^2} t \right)^{0,5} - 0,23 \left(\frac{K_\delta D}{a^2} t \right)^6 \right]}, \quad (1)$$

для равномерного распределения пятен контакта по размерам

$$R(t) = \frac{R_1(t)}{\left[1 - \left(\frac{K_\delta D}{a^2} t\right)^{0,5}\right]}, \quad (2)$$

для бета-распределения пятен контакта по размерам

$$R(t) = \frac{R_1(t)}{\left[1 - 3 \cdot \left(\frac{K_\delta D}{a^2} t\right) + 2 \cdot \left(\frac{K_\delta D}{a^2} t\right)^{1,5}\right]}, \quad (3)$$

где R_0 – начальное значение контактного сопротивления; $K_\delta = [1 - 4,5 \cdot \ln(\delta_c / \delta_m)]$ – коэффициент аппроксимации, δ_c – толщина пленки на границе квазиметаллического участка, δ_m – толщина пленки на свободной поверхности пятна контакта; D – коэффициент диффузии окислителя по поверхности контакта; a – радиус пятна контакта (рис. 1).



Рис. 1. Схема контактного пятна с поверхностной пленкой переменной толщины

Формулы (1)-(3) являются основой для прогнозирования остаточного ресурса контактных соединений. При этом была принята предпосылка о неизменности коэффициента диффузии в процессе деградации соединения, что справедливо только при очень незначительном увеличении температуры во время эксплуатации соединения. В реальных соединениях вследствие роста со-

противления температура контактного соединения может заметно увеличиться. Игнорирование этого увеличения приводит к завышенным оценкам ресурса электроконтактного соединения.

В данной статье на основе диффузионной модели деградации контактного соединения рассмотрено влияние температуры на его срок службы.

Коэффициент диффузии может быть рассчитан по известной формуле

$$D(t) = D_0 \exp\left(-\frac{B}{\Theta(t)}\right) = D_0 \exp\left(-\frac{B}{T(t)/T_{nl}}\right), \quad (4)$$

где D_0 – предэкспоненциальный множитель (частотный фактор); $B = 7 \div 9$ – коэффициент, зависящий от механизма диффузии; $\Theta(t)$ – гомологическая температура контакта в момент времени t ; $T(t)$ – абсолютная температура

контакта в момент времени t ; T_{nl} – температура плавления материала контакт-деталей.

Температура контакта при длительном прохождении номинального тока I зависит от электросопротивления контакта (падения напряжения на контакте $\Delta U(t)$ [4]):

$$T(t) = \sqrt{T_b^2 + \frac{[\Delta U(t)]^2}{4L}} = T_b \sqrt{1 + \frac{[I \cdot R(t)]^2}{4L \cdot T_b^2}}, \quad (5)$$

где T_b – объемная температура контакт-деталей; $L = 2,45 \cdot 10^{-8} \text{ (В/К)}^2$ – число Лоренца.

Введем параметры: $k = R(t)/R_0$ – безразмерный параметр, характеризующий рост сопротивления контакта со временем; $\Delta T_0^2 = I^2 \cdot R_0^2 / (4L)$, где ΔT_0 – превышение температуры контакта над объемной температурой контакт-деталей в начальный момент времени; $\theta_b = T_b/T_{nl}$ – гомологическая объемная температура. С учетом введенных обозначений и формулы (5) выражение (4) примет вид

$$D(t) = D_0 \exp\left(-\frac{B}{\Theta_b \sqrt{1 + (\Delta T_0/T_b)^2 [k(t)]^2}}\right), \quad (6)$$

Как видно из формулы (6), величина коэффициента диффузии экспоненциально, т.е. очень сильно, зависит от температуры, поэтому срок службы замкнутых контактов также сильно зависит от температуры.

По мере роста сопротивления контакта его температура будет расти (см. (5)) и величина коэффициента диффузии будет зависеть от сопротивления (см. (6)). Таким образом, коэффициент диффузии, входящий в уравнения (1)-(3) для расчета сопротивления контакта, в свою очередь оказывается зависящим от рассчитываемого сопротивления. Поэтому уравнения (1)-(3) можно решить только численным способом методом итераций.

На рис. 2 приведены результаты расчета зависимости $k(t)$, полученные по соотношениям (1), (2) без учета влияния (кривая 1) и с учетом влияния (кривая 2) температуры на процесс диффузии по соотношению (6) при параметрах: $B = 7$; $\theta_b = 0,22$; $\Delta T_0 = 20 \text{ К}$; $T_b = 300 \text{ К}$. На графиках t/t_0 – безразмерное время (срок службы контакта), где $t_0 = \frac{a^2}{K_\delta D_0}$.

Как видно из рис. 2-4, нагрев контакта протекающим током приводит к уменьшению срока службы контактного соединения, причем на срок службы влияют как объемная температура контакт-деталей, так и непосредственно температура зоны контакта. Следует обратить внимание на то обстоятельство, что изначально менее качественное соединение (о чем свидетельствует большее начальное превышение температуры контакта

над объемной температурой) имеет значительно меньший срок службы (рис. 3). Объемная температура также очень сильно влияет на срок службы контактного соединения. Разница объемных температур всего в 10 градусов ($\theta_b = 0,22$ и $\theta_b = 0,23$ для меди) приводит к сокращению срока службы почти в 3 раза (рис. 4). Этот факт показывает, насколько важно обеспечить эффективные условия охлаждения контактных соединений.

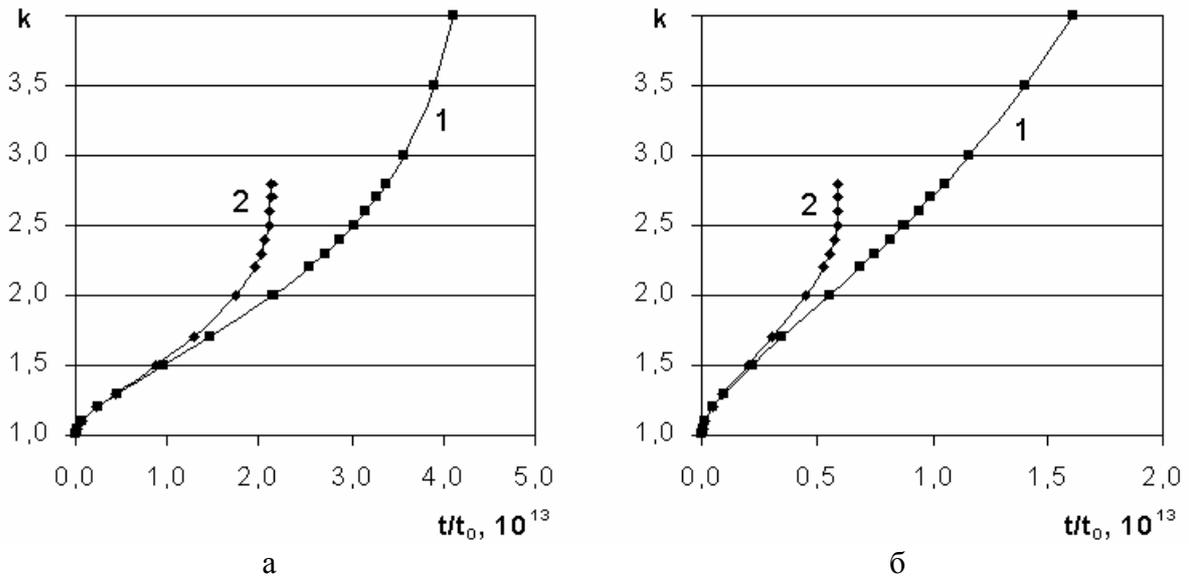


Рис. 2. Влияние температуры контакта на срок службы:
а – единичное пятно контакта;
б – равномерное распределение пятен контакта по размерам

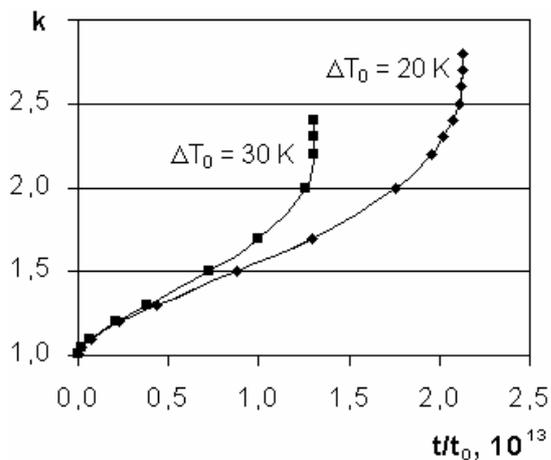


Рис. 3. Влияние начального превышения температуры ΔT_0 на срок службы при объемной температуре $\theta_b = 0,22$

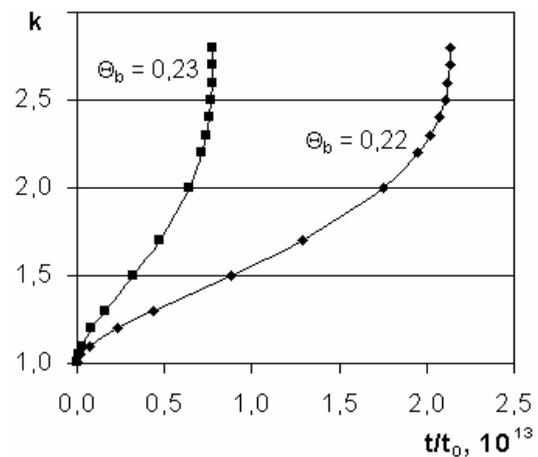


Рис. 4. Влияние объемной температуры θ_b на срок службы при начальном превышении температуры $\Delta T_0 = 20 \text{ K}$

Результаты работы свидетельствуют о том, что чисто аналитические методы прогнозирования срока службы контактных соединений не обеспечивают достаточной точности. В связи с этим большое значение приобрета-

ет разработка адаптивных методик прогнозирования ресурса электроконтактных соединений, сочетающих в себе физические и статистические модели и позволяющих оперативно учитывать изменения условий эксплуатации соединений.

Библиографический список

1. Braunovic, M. Evaluation of the Life-Time of Permanent Electrical Contacts / M. Braunovic, V.V. Izmailov, M.V. Novoselova // The 23rd International Conference on Electrical Contacts : ICEC 2006. Sendai, Japan. 2006. P. 45-50.

2. Измайлов, В.В. Применение статистических методов к прогнозированию долговечности электроконтактных соединений / В.В. Измайлов, М.В. Новоселова, А.Е. Наумов // Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел и деталей машин : межвуз. сб. науч. тр. Тверь: ТГТУ, 2007. С. 67-76.

3. Braunovic, M. A Model for Life Time Evaluation of Closed Electrical Contacts / M. Braunovic, V.V. Izmailov, M.V. Novoselova // Proceedings of the 51 IEEE Holm Conference on Electrical Contacts. Chicago, Sept. 2005. P. 217-223.

УДК 621.315

В.В. Измайлов, А.Е. Наумов
Тверской государственный технический университет

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЭЛЕКТРОКОНТАКТНЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ОСНОВЕ ИХ ТЕПЛОВИЗИОННОГО МОНИТОРИНГА

До четверти аварий на силовом оборудовании электрических станций и подстанций происходит из-за отказа электроконтактных соединений. Одной из мер предотвращения таких отказов является прогнозирование остаточного ресурса контактного соединения на ранних стадиях, т.е. до момента наступления отказа (критического состояния). Это особенно актуально для такого распространенного типа электроконтактных соединений, как различного рода многоамперные контактные соединения, выход которых из строя чреват серьезными техническими и экономическими последствиями. Традиционные методы контроля состояния электроконтактных соединений, такие как определение сопротивления контактных групп в выключенном состоянии, и другие разовые мероприятия не всегда эффективны. Идеальным решением задачи прогнозирования остаточного ресурса электроконтактного соединения был бы постоянный мониторинг определяющего ресурсного параметра, достижение которым предельного значения рассматривается как отказ изделия. Однако на практике постоянное измерение определяющего параметра в процессе эксплуатации изделия не всегда возможно.

Наиболее эффективным как с технической, так и с экономической точек зрения является периодический мониторинг определяющего параметра элек-

троконтактного соединения с последующим прогнозом изменения этого параметра с целью предсказания момента наступления предельного состояния.

Для этих целей в математической статистике имеется мощный аппарат прогнозирования на основе анализа временных рядов [1, 2]. Статистические модели описывают явления, в которых присутствуют случайные факторы, не позволяющие объяснить рассматриваемое явление в чисто детерминистских терминах. Типичными примерами такого рода моделей являются временные ряды в экономике, маркетинге, промышленности, финансовой сфере, управлении, имеющие тренд-циклическую компоненту и случайную составляющую.

Целью работы является исследование возможности применения статистических методов прогнозирования к оценке остаточного ресурса электроконтактных соединений на основе периодического мониторинга одного из определяющих ресурсных параметров – температуры контактного соединения.

Аппаратура и методика эксперимента



Рис. 1. Внешний вид электроконтактного соединения

Испытаниям были подвергнуты несколько видов разборных электроконтактных соединений: соединения питающего кабеля с шиной, соединение аппарата с шиной, а также двух алюминиевых шин между собой. Пример разборного соединения приведён на рис. 1. Всего было проконтролировано более 3500 различных контактных соединений на энергообеспечивающих предприятиях Тверской области, 24 из них отобраны для наблюдения и исследования. Соединения находятся под рабочим напряжением 380 В и

рассчитаны на номинальный ток от 80 до 400 А.

Прижимное усилие в контакте создаётся одним или двумя болтами, расположенными последовательно на расстоянии 2 см друг от друга, с использованием подпружиненных шайб. Исследуемые соединения располагались в промышленной зоне в производственном помещении с колебаниями температуры от 10 до 25 °С и относительной влажностью 60-80 %.

В качестве определяющего диагностического параметра, на основании которого делается вывод о работоспособности или отказе соединения, может использоваться либо контактное электросопротивление, либо температура контакт-деталей. Каждая из этих величин как диагностический параметр обладает определенными достоинствами и недостатками [3, 4].

Очевидно, что периодически измеряемые в процессе эксплуатации значения сопротивления контакта и температуры контакт-деталей представляют собой соответственно отдельные реализации случайных процессов $R(t)$ и $T(t)$, образованные значениями параметров в отдельные моменты времени. На рис. 2 показаны примеры отдельных реализаций случайных процессов $R(t)$ и $\Delta T(t)$, где $\Delta T(t)$ – превышение температуры наиболее нагретой точки контактного соединения над температурой окружающей среды.

Выбор одного из этих параметров – $R(t)$ или $\Delta T(t)$ – для диагностики текущего состояния электроконтактного соединения в каждом конкретном случае зависит от экономических соображений, а также от конкретных возможностей измерения. В работе [5] в качестве определяющего параметра использовано электрическое сопротивление контактного соединения. В данном исследовании в качестве определяющего параметра выбрана температура, точнее превышение температуры наиболее нагретой точки контактного соединения над температурой окружающей среды ΔT (далее превышение температуры).

Для контроля температуры испытываемых соединений был использован метод термографирования. Получаемая с тепловизора информация позволяет наблюдать распределение температуры по поверхности всех деталей соединения и контролировать локальный перегрев в наиболее нагретой точке. Термографическое обследование проводилось при помощи тепловизора ThermoCAM P65 FLIR SYSTEMS. Точность измерения температуры в диапазоне от -40 °C до $+120$ °C составляет ± 2 °C. Измерение температуры проводилось при протекании рабочего тока нагрузки в установившемся режиме. Конвекция воздушной среды вокруг исследуемого соединения естественная. При измерении температуры указанным прибором автоматически учитываются: скорость ветра, температура и влажность окружающего воздуха, а также излучающая способность поверхности тела и расстояние до объекта. Пример результатов одного из таких измерений показан на рис. 3.

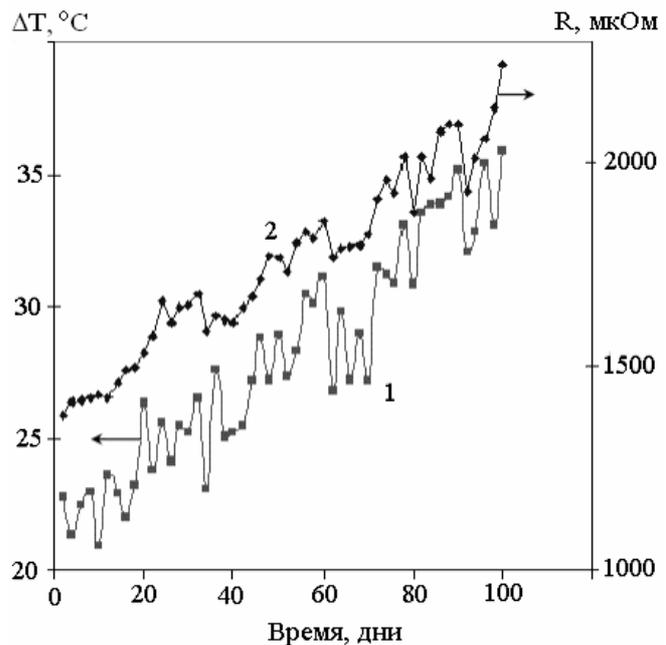


Рис. 2. Примеры реализаций случайных процессов $T(t)$ и $R(t)$:

1 – превышение температуры ΔT ;

2 – сопротивление контактного соединения R

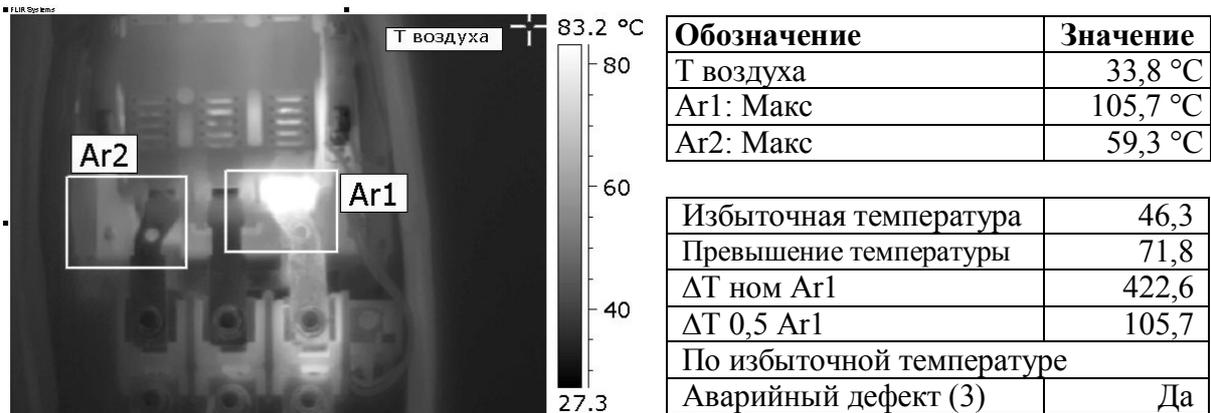


Рис. 3. Результат единичного замера температуры электроконтактного соединения при помощи тепловизора

В результате экспериментов определены зависимости температуры наиболее нагретой точки контактного соединения от времени, представляющие собой типичные временные ряды.

Прогнозирование остаточного ресурса электроконтактных соединений

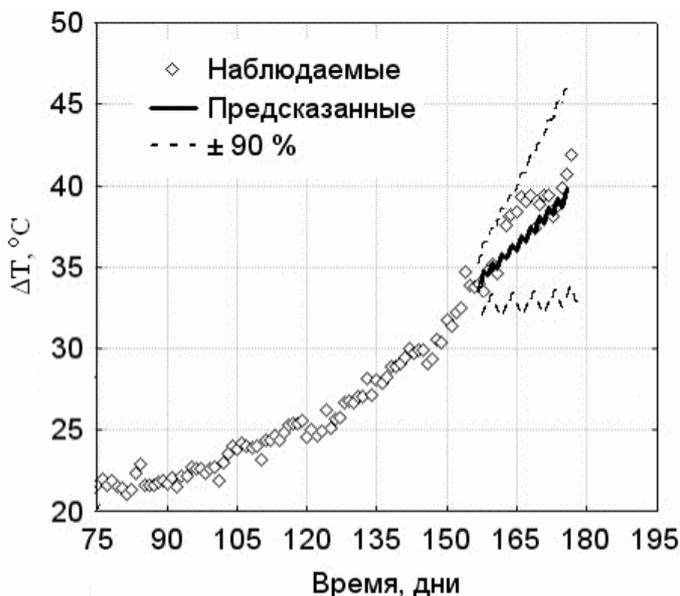


Рис. 4. Прогнозирование превышения температуры на основе замеров с интервалом 2 дня. Пунктир – доверительный интервал прогнозирования при 90 % доверительной вероятности

используются результаты мониторинга превышения температуры в течение так называемого *периода оценивания*. Прогноз делается вперед на некоторый интервал времени, следующий за последним термографированием, и называемый *периодом упреждения*. В приведённом примере период оце-

Как показано в работе [5], поведение во времени контактного сопротивления может быть описано на основе статистических (вероятностных) моделей анализа временных рядов Бокса-Дженкинса. Аналогичные модели использованы в настоящей работе для другого определяющего ресурсного параметра – превышения температуры.

Пример прогнозирования поведения превышения температуры замкнутого контактного соединения от времени приведён на рис. 4. Для прогнозирования ис-

нивания составлял 5 месяцев, период упреждения – один месяц, замеры температуры проводились с интервалом два дня. Такой малый интервал замеров температуры выбран исключительно в исследовательских целях. В реальных условиях аналогичный прогноз может быть сделан на основе данных выборочного мониторинга состояния соединений, проводимого со значительно большим интервалом, например, один раз в неделю или даже один раз в месяц. Период оценивания при этом может составлять около 12 месяцев, период упреждения – примерно 3 месяца.

На рис. 4 представлены результаты прогнозирования на основе модели ARIMA(2, 2, 2) [1]. Использование меньших значений параметров (p , d , q) приемлемо лишь для достаточно «простых» рядов, с небольшими флуктуациями измеряемого параметра, что довольно редко наблюдается в реальных условиях.

Для проверки достоверности прогноза эксперимент после окончания периода оценивания был продолжен и данные последующих измерений сопоставлены с результатами прогнозирования (рис. 4).

Экспериментальная проверка показывает достоверность получаемых результатов, что позволяет рекомендовать использовать данную методику прогнозирования на практике.

Следует отметить, что до недавнего времени выборочный мониторинг состояния электроконтактных соединений производился 1 раз в год, в настоящее же время такой контроль производится совместно с термографическим обследованием по графику примерно 1 раз в квартал, а со временем, по мере появления более доступных приборов, этот срок может быть ещё более сокращён, что в лучшую сторону повлияет на точность производимых прогнозов.

Существенным фактором, влияющим на качество прогноза, является выбор периода оценивания. Пример влияния длительности этого периода при измерении превышения температуры болтового соединения в сравнении с экспериментальными результатами приведен на рис. 5. Здесь же показаны доверительные интервалы прогнозирования при 90 % доверительной вероятности.

Период оценивания (наблюдения) составлял последовательно 40, 60, 80 и 100 дней, период упреждения (прогнозирования) – 20 дней. Методика прогнозирования состояла в следующем. По прошествии 40 дней с начала эксперимента на основании измеренных значений температуры соединения делается прогноз на 20 дней вперед, т.е. до 60 дней. Прогнозируемые значения температуры затем с целью проверки сравниваются с реальными значениями. Через 60 дней делается новый прогноз на основании большего числа наблюдений, который снова сравнивают с экспериментальными значениями температуры электроконтактного соединения, и т.д.

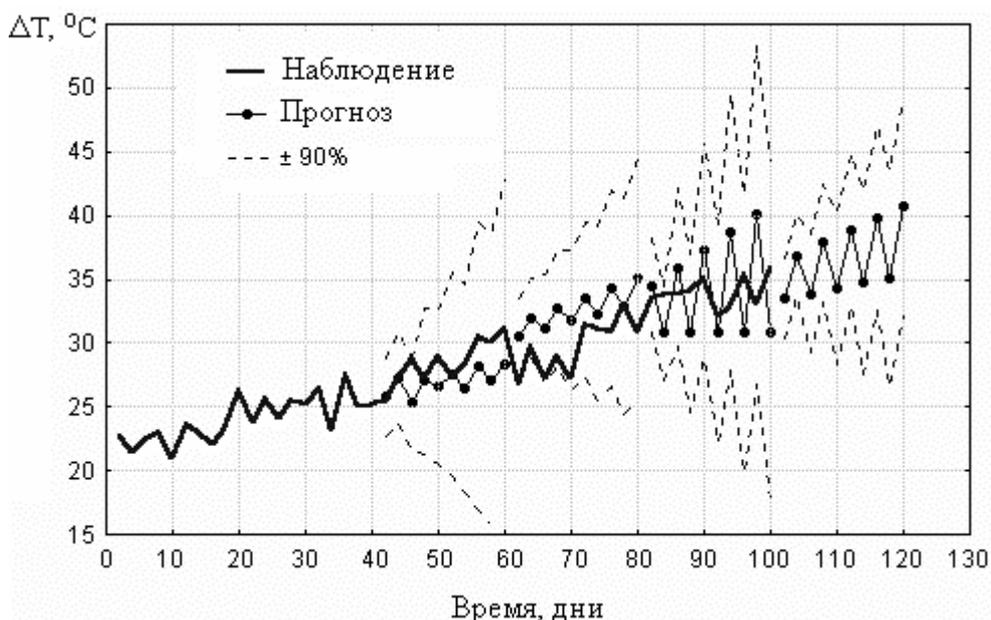


Рис. 5. Прогнозирование превышения температуры электроконтактного соединения

Как видно из рис. 5, все экспериментальные значения попадают в доверительные интервалы прогнозирования, что свидетельствует о достоверности прогноза. Величина доверительного интервала и, следовательно, погрешность прогнозирования возрастает с увеличением длительности периода упреждения при заданном периоде оценивания и уменьшается с ростом периода оценивания при заданном периоде упреждения.

Таким образом, мы можем предсказать поведение данного контактного соединения на определённый период вперед, имея в своём распоряжении его «историю», составленную из результатов измерений его определяющего параметра (в данном случае – превышение температуры).

Предлагаемая методика позволяет повысить надежность и безопасность электрического оборудования, обоснованно назначать сроки очередного профилактического обследования, ремонта или замены электроконтактных соединений.

Библиографический список

1. Бокс, Дж. Анализ временных рядов. Прогноз и управление / Дж. Бокс, Г. Дженкинс. М. : Мир, 1974.
2. Боровиков, В.П. Прогнозирование в системе STATISTICA в среде WINDOWS. / В.П. Боровиков, Г.И. Ивченко. М. : Финансы и статистика, 2006. 368 с.
3. Годжелло, А.Г. Модель старения неразъемных алюминиевых контактных соединений / А.Г. Годжелло, И.А. Панков, Р.П. Гринберг // Электротехника. 2002. № 2. С. 47-51.
4. Власов, А.Б. Прогнозирование долговечности контактных соединений по данным тепловизионной диагностики / А.Б. Власов // Электротехника. 2003. № 12. С. 27-33.
5. Измайлов В.В. Применение статистических методов для прогнозирования остаточного ресурса электроконтактных соединений / В.В. Измайлов, М.В. Новоселова, А.Е. Наумов // Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твёрдых тел и деталей машин. Тверь : ТГТУ, 2007. С. 67 – 76.

УДК 621.316

В.В. Елисеев, Ю.А. Филиппов
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ РАЗЪЕДИНИТЕЛЯМИ, УСТАНОВЛЕННЫМИ НА ОПОРАХ ЛИНИЙ ЭЛЕКТРОПЕРЕДАЧ

В настоящее время разъединители на 6-10 кВ наружной установки на опорах линий электропередач практически всех вариантов по параметрам выполняются в горизонтально-поворотном исполнении, которое имеет свои недостатки. Это, прежде всего, воздействие знакопеременной вращательной нагрузки на арматуру изоляторов, приводящей к опасности проворота этой арматуры относительно своего изолятора и, как следствие, к отключению разъединителя с соответствующими последствиями. Развитие коррозии приводных механизмов также усиливает опасность отказов при оперировании разъединителями. Поворот при отключении ножей разъединителя в сторону соседних полюсов аппарата ведёт к излишнему увеличению его габаритов. Эти недостатки горизонтально-поворотного исполнения разъединителя определяют целесообразность возвращения в новых разработках к рубящему принципу движения ножей разъединителя, позволяющему максимально унифицировать технологические решения разъединителей внутренней и наружной установки и создавать варианты аппаратов без блокировки между главными ножами и ножами заземления.

Однако применение рубящего принципа движения ножа разъединителя привело к необходимости создания новой системы управления разъединителями, состоящей из ручного привода и механической вертикальной стержневой передачи управляющего усилия от привода через приводную серьгу непосредственно к приводному рычагу вала разъединителя, установленному горизонтально на опорной площадке, прикреплённой к верхней части опоры линии электропередачи.

Стержневая передача управляющего усилия системы управления состоит из верхнего и нижнего стержневых элементов, соединённых между собой шарнирным механизмом, свободно опирающимся на внутреннюю поверхность стационарно установленной внешней защитной трубы системы управления, присоединённой к опоре линии электропередачи. В верхней и нижней частях стержневая передача также свободно опирается на стенку защитной трубы через свои опорные кольца.

Расчёт стержневой передачи

В связи с передачей управляющего усилия на значительную высоту (6 м) возникает проблема потери её устойчивости. Из курсов сопротивле-

ния материалов [1] известно выражение критической сжимающей силы для балки на двух опорах:

$$P = \frac{\pi^2 a}{4l^2},$$

где $2l$ – длина балки; $a = EJ$ – изгибная жёсткость, E – модуль Юнга, J – момент инерции сечения. Для трубы с наружным радиусом R и толщиной стенки h

$$J = \frac{\pi R^4 (1 - \eta^4)}{4}, \quad \eta = 1 - \frac{h}{R}.$$

При $l = 3$ м, $R = 9$ мм, $h = 3,5$ мм и $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па (сталь) получим $P = 243$ Н – слишком малая величина.

По соображениям доставки и монтажа предлагается другая схема: с двумя стержнями, шарниром и упругой опорой жёсткости C (рис.).

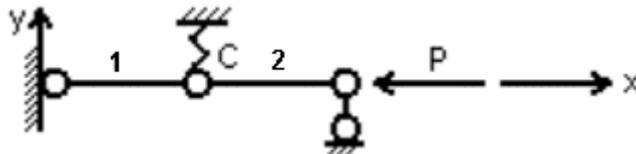


Схема передачи с двумя стержнями

Найдём соответствующую критическую силу. Введём декартовы оси x, y , прогиб балки u и угол поворота $\theta = u' = \frac{du}{dx}$. Обозначив перерезывающие силы Q , для каждого пролёта будем иметь

$$a\theta'' + P\theta + Q = 0, \quad \theta = A \cos \lambda x + B \sin \lambda x - \frac{Q}{P}, \quad \lambda = \sqrt{\frac{P}{a}},$$

где A и B – произвольные постоянные. С учётом условий на концах получим

$$B_1 = 0; \quad \sin \lambda x = 0 \quad \text{или} \quad A_1 = A_2 = B_2 = 0.$$

Далее учтём соотношения для прогиба на опоре:

$$u_0 = \int_0^l \theta dx = \frac{Q_2 - Q_1}{C}.$$

Получили два выражения продольной силы:

$$P_1 = \frac{Cl}{2}, \quad P_2 = \frac{\pi^2 a}{4l^2}.$$

Согласно методу Эйлера [2, 3] истинным критическим является меньшее значение.

Жёсткость C в конструкции стержневой передачи возникает от опоры на наружную трубу. Считая её балкой на двух опорах длиной $2l$ и изгибной жёсткостью a_1 , найдём

$$C = \frac{6a_1}{l^3}.$$

Пример:

$$R = 9 \text{ мм}, R_1 = 12,7 \text{ мм}, h = h_l = 3,5 \text{ мм}, l = 3 \text{ м}, E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па},$$

$$C = 658 \text{ Н/м}, P_1 = 987 \text{ Н}, P_2 = 973 \text{ Н}.$$

Жирным выделено критическое значение нагрузки. Оно является приемлемым.

Библиографический список

1. Феодосьев, В.И. Сопротивление материалов / В.И. Феодосьев. М. : Наука, 1970. 544 с.
2. Циглер, Г. Основы теории устойчивых конструкций / Г. Циглер. М. : Мир, 1971. 192 с.
3. Елисеев, В.В. Механика деформируемого твёрдого тела / В.В. Елисеев. СПб. : Изд-во СПбГПУ, 2006. 244 с.

УДК 621.311: 621.3.035.223.42

К.Б. Корнеев

Тверской государственной технической университет

МОНИТОРИНГ СОСТОЯНИЯ ЭЛЕКТРОКОНТАКТНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Одной из причин выхода из строя электротехнического оборудования является старение (деградация) контактных соединений. На него приходится от 10 до 25 % всех отказов в зависимости от рабочего напряжения. Так как на настоящий момент практически отсутствует математический аппарат по прогнозированию выхода из строя электроконтактных соединений при нестационарных внешних условиях, то особое внимание должно быть уделено мониторингу их текущего состояния. Критериями нормальной работы электроконтактного соединения являются сопротивление и температура перегрева. Для определения сопротивления (особенно на напряжениях более 35 кВ) необходим вывод электроконтактного соединения из эксплуатации, проведение замеров сопротивления при рабочих токах и напряжениях и затем ввод соединения обратно в эксплуатацию. Такой метод является экономически неэффективным и не обеспечивает должной надежности. Более предпочтителен – мониторинг температуры перегрева контактного соединения, который ещё на ранних этапах по неравномерности картины темпе-

ратурного поля позволяет установить предпосылки к выходу из строя контактного соединения.

В настоящее время на предприятиях ОАО «Тверьэнерго» для мониторинга температуры электроконтактных групп применяются два метода: использование бесконтактных инфракрасных термометров и тепловизионная съемка. При всей своей простоте первый способ не лишен существенного недостатка, связанного с особенностями работы всех инфракрасных термометров: значительным рассеиванием пятна замера температуры. В настоящее время у большинства используемых инфракрасных термометров конус расхождения пятна замера температуры составляет от 3 до 7 угловых градусов. В соответствии с ГОСТ [1] безопасные расстояния составляют 4 и 5 м для напряжений 35 и 110 кВ соответственно. На таком расстоянии зона замера температуры будет представлять собой круг диаметром 0,5 и 0,625 м соответственно. Даже в режиме указания максимальной температуры при таком способе можно только установить наличие перегрева без точного определения места его возникновения.

Тепловизионная диагностика высоковольтного (до 330 кВ) электрооборудования с помощью систем типа Termovision-487, AGA-782, NEC-4150 позволяет выявлять аномальные температурные состояния на энергообъектах при различных нагрузках электрических линий. Чувствительность тепловизоров и качество термограмм позволяет локализовать перегрев до 0,1 °С, осуществлять тепловизионные испытания электрооборудования при величинах токов, значительно отличающихся от номинальных значений (например, при токах ниже 2-5 % от номинала). При таких замерах условия испытаний могут различаться по температуре окружающей среды, скорости ветра, габаритам объектов, что фиксируется на термограммах.

Для экспертной оценки, статистического анализа данных тепловизионного контроля, прогнозирования срока службы оборудования с помощью тепловизионного контроля операторам необходимо производить пересчет данных тепловизионного контроля, полученных при конкретных условиях испытаний на повышенную нагрузку, например 50 или 100 % (по току).

В технических документах принято использовать соотношение для перерасчета данных тепловизионного контроля на повышенную нагрузку:

$$\Delta T_x / \Delta T_o = (I_n / I_\phi)^2, \quad (1)$$

где ΔT_x – прогнозируемое превышение температуры поверхности объекта при номинальном токе I_n ; ΔT_o – наблюдаемое (измеряемое) превышение температуры поверхности объекта при реальном токе I_ϕ .

Опыт эксплуатации тепловизионной техники при низких нагрузках (2...10 % от номинального тока) и прогнозирования работы оборудования, а также специально проведенные эксперименты показывают, что при ис-

пользовании соотношения (1) получаются заведомо неправильные (сильно завышенные) значения температурных перегревов. Завышенные прогнозируемые данные приводят к неправильной экспертной оценке, выдаче некорректных рекомендаций, как правило, требующих аварийного или срочного ремонта, немотивированной остановке оборудования, расходованию дефицитных материалов и финансовых средств.

Более предпочтительно в этой ситуации выглядит использование программных комплексов, позволяющих производить расчет температурного поля проводника (в данном случае – элемента контактного соединения), с возможностью корректировки математической модели экспериментальными значениями температуры перегрева [2].

Физика теплового взаимодействия двух электрических контакт-деталей предусматривает учет теплового эффекта, производимого протеканием электрического тока через контактные площадки. Для представления температурной картины такого взаимодействия берутся два электрода, обладающих каждый своим распределением температуры в объеме. Пространство взаимодействия контактов делится на два полупространства, разделенных площадкой касания.

Рассматриваемая тепловая задача асимметрична относительно плоскости касания электродов и осесимметрична относительно нормали, проходящей через центр площадки касания.

Как показывают теоретические исследования и экспериментальные модели, в первом приближении единичная мощность теплового потока уменьшается в квадратичной зависимости с увеличением расстояния до зоны контактирования. Поэтому в общем случае можно сказать, что картина распределения температурного поля в объеме одной контакт-детали будет представлять собой половину эллипсоида вращения, основанием которого является площадка контактирования. В зависимости от толщины контакт-детали граница снижения температуры перегрева до уровня температуры, обеспечиваемой выделением джоулева тепла в объеме проводника, может приходиться как на материал внутри контакт-детали, так и на поверхность. В последнем случае возможна фиксация факта перегрева одним из представленных выше способов.

Так как рассматриваемая система контакт-деталей находится в воздушной среде, обеспечивающей удаление тепловой энергии с поверхностей контактных пластин, необходимо учитывать отвод тепла посредством конвекции с поверхности контакт-детали и через теплопередачу в объем контакт-детали. С учетом рассмотрения долговременности и периодичности тепловых процессов в электрических контактах, можно принять допущения, не оказывающие значительного влияния на конечный результат моделирования, но дающие возможность ввести стационарные точки приповерхностного слоя окружающей среды:

- система «контактное соединение – окружающая среда» в начальных условиях (в момент начала отсчета) находится в режиме теплового равновесия;

- лучистый подогрев контактного соединения сторонними источниками энергии отсутствует;

- конвекция воздушной среды естественная.

Таким образом, расчет температурных полей должен проводиться как внутри проводника, так и на поверхности с учетом того, что присутствует постоянный отвод тепла в окружающую среду, являющийся определяющим для режима работы электрических контактов и чаще всего определяющий предельную температуру функционирования электроконтактного соединения.

По причине вероятностного распределения пятен контактирования по площади видимого контакта невозможно производить расчет нагрева от каждого из них. Более правильным с точки зрения системного подхода к моделированию данных процессов будет расчет или по характерным точкам, или по равномерной объемной матрице элементов температурного поля электроконтактного соединения. И в том и в другом случае распределение точек контакта по площади видимого контакта должно быть описано одним из законов распределения.

Выявление характерных точек, особенно с учетом больших диапазонов рабочих токов и напряжений, а также различных геометрических характеристик контакт-деталей является нетривиальной задачей. Кроме того, подчас бывает достаточно трудно оценить, насколько точно характерные точки описывают промежуточные значения температурного поля и поля объемного сопротивления. Поэтому для дальнейших расчетов и задания параметров расчетной модели предпочтительнее использовать следующие ограничения:

- расчет проводится по базовым точкам, составляющим трехмерный массив размерностью, определяемой исходя из внешних габаритов контакт-деталей: одна точка на кубический миллиметр объема каждой контакт-детали;

- расчет для поверхностных слоев производится с учетом процессов на границе раздела между материалами контакт-деталей, а также между контакт-деталью и атмосферным воздухом.

Проведение расчетов с такими ограничениями позволяет учесть физические свойства материала контактов, а также воздействие внешних факторов на распределение температуры перегрева.

На основании регрессионного анализа максимальных температур перегрева контакт-деталей с обязательным учетом их местоположения в объеме контактирующих элементов возможно построить временной ряд температур. Так как величина протекающего тока, в общем случае определяющего нагрев, трудно поддается прогнозированию, то данный ряд будет

нестационарным. Для сведения его к стационарному наиболее предпочтительным выглядит метод Бокса-Дженкинса, так как он позволяет построить модель временного ряда температуры перегрева. Для этого ряда может быть построена линия тренда, пересечение которой с прямой, характеризующей критическую температуру перегрева, может быть классифицировано как вероятный отказ. Таким образом, величина температуры перегрева может использоваться для описания процессов временной деградации параметров элементов энергосистем и, следовательно, для прогнозирования долговечности элементов по критериям параметрического отказа.

Существующая задача оценки и прогнозирования остаточного ресурса решается наиболее эффективно в том случае, если имеется возможность для периодического измерения ресурсного (определяющего) параметра, достижение которым своего предельного значения приводит к отказу (предельному состоянию) изделия. На практике этот метод реализуется сравнением расчетного максимума превышения температуры на поверхности контакт-детали с фактическим значением, полученным одним из описанных выше способов.

Применение подобной системы в составе диспетчерских комплексов энергосистем с регулярным определением диагностического параметра (температуры) приведет к снижению вероятности наступления состояния отказа, вызванного естественным износом контактов, а также к снижению ущерба для энергосистемы, обусловленного аварийными ситуациями в коммутационном оборудовании.

Библиографический список

1. ГОСТ 12.1.051-90. Электробезопасность. Расстояния безопасности в охранной зоне линий электропередачи напряжением свыше 1000 В. М. : Изд-во стандартов, 2001. 3 с.
2. Корнеев, К.Б. Система контроля и прогнозирования состояния контактных соединений электрических сетей: дис. ... канд. техн. наук: 05.13.01 / К.Б. Корнеев. Тверь : ТГТУ, 2004. 162 с.

УДК 621.3

А.П. Васильев

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

ЭКСПЕРТНЫЕ СИСТЕМЫ И УПРАВЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИЕЙ ОБОРУДОВАНИЯ

К одной из подсистем АСУ электроэнергетических систем относится автоматизированная система управления производством (АСУ ТП), в комплекс задач которой входит управление техническим обслуживанием и ремонтом электрооборудования.

Использование всей имеющейся информации о процессах деградации оборудования, применение экспертных систем при оценке его технического состояния позволяет принимать обоснованные решения по управлению эксплуатацией электрооборудования электрических сетей, снижая производственные затраты, обеспечивая рост прибыли. При этом снижается психологическое давление на персонал, эксплуатирующий электрооборудование, которое он испытывает по причине необходимости определения технического состояния электрооборудования в условиях значительной неопределенности и высокой ответственности за последствия принятого решения.

Персонал электроэнергетических систем, сотрудники НИИ энергетики и специалисты ряда зарубежных и отечественных фирм разрабатывают и внедряют компьютерные экспертные системы контроля и оценки состояния и уровня эксплуатации для оборудования различных видов.

За последние годы на российском рынке появились отечественные и зарубежные комплексы программ, решающие задачи производственно-технического управления процессами в электрических сетях.

Управление эксплуатацией электрооборудования связано с оцениванием его текущего состояния, прогнозированием надежности и обоснованием управляющих решений. Для этого создаются экспертные системы и разрабатываются математические модели, учитывающие условия практической работы персонала и его профессиональный опыт. Рассматривается парк электрооборудования сети энергосистемы: воздушные линии, трансформаторы, коммутационные аппараты, распределительные устройства, высоковольтные аппараты и т.д. – как в совокупности по типоразмерам, так и индивидуально по их инвентарным номерам (кодам). Отказавшие элементы не входят в систему оценки текущего состояния, принятие решений по ним происходит в обычном порядке по результатам после аварийного обследования.

Оценка текущего состояния имеет градации:

1. нормальное состояние, не требующее вмешательства персонала;
2. необходимо повышенное внимание персонала к параметрам состояния;
3. необходимо вмешательство в эксплуатацию, в том числе:
 - производство измерений без отключения;
 - производство измерений с отключением;
 - профилактическое обслуживание без отключения;
 - профилактическое обслуживание с отключением;
 - текущий ремонт;
 - капитальный ремонт;
 - модернизация;

- облегчение режима работы;
- снятие с эксплуатации.

Прогнозирование надежности заключается в определении:

- гарантированной наработки на отказ для оборудования одного какого-либо класса, или типоразмера, или вероятности безотказной работы в течение определенного календарного периода (например, межремонтного);
- гарантированного срока службы или гарантированной наработки до достижения предельного по какому-либо критерию состояния для конкретной единицы оборудования.

Принятие решения осуществляется в следующем порядке:

1. определяется уровень приближения к соответствующему состоянию всей совокупности объектов определенного класса; каждого объекта выделенного класса;
2. формируются очереди на соответствующее обслуживание объектов каждого из выделенных классов;
3. формируется очередь на списание оборудования.

В задачах оценки состояния, прогнозирования надежности и принятия решений по эксплуатации объектов энергосистемы могут применяться [1]:

- детерминированные модели на основе правил и критериев;
- вероятностные модели процесса деградации;
- статистические модели изменения контролируемого параметра и оценок показателей на основе формулы Байеса;
- модели на основе теории размытой информации.

В [1] излагаются результаты проработки вопросов создания экспертной системы для управления эксплуатацией электрооборудования и сетевых объектов энергосистемы Ленэнерго. Рассмотрена организация ряда рабочих мест экспертной системы и технология переработки информации на автоматизированных рабочих местах (АРМ) для персонала служб электрических сетей Ленэнерго, программа конкретных мероприятий по разработке и созданию элементов экспертной системы для организации эксплуатации трансформаторов, выключателей и воздушных линий 330 кВ, методика оценки текущего состояния на основе теории нечетких множеств и размытой логики с помощью персонального компьютера.

Экспертные системы по оценке технического состояния и обнаружения мест повреждения сложного оборудования в электроэнергетических системах Северо-Запад показали свою высокую эффективность.

Библиографический список

1. Васильев, А.П. Надёжность электроэнергетических установок и систем. Теория и практика / А.П. Васильев, Ю.Б. Гук, В.В. Карпов. СПб. : ГУ Ленгосэнергонадзор, 2000.

УДК 621.9.06

А.П. Архаров
Тверской государственной технической университет**СПОСОБ ОРИЕНТАЦИИ СТУПЕНЧАТЫХ СТЕРЖНЕЙ**

В автоматизации машиностроения одним из сложных вопросов является автоматизация загрузки деталей на технологическое оборудование. При этом наибольшую трудность при загрузке представляет ориентация ступенчатых стержней.

Для ориентации таких деталей известен способ, реализованный в селекторном механизме [1]. Однако указанный способ имеет ограниченные технологические возможности, поскольку не позволяет с достаточной надежностью переориентировать ступенчатые стержни, имеющие перепад ступеней не по всему периметру буртика, например ступенчатые стержни, у которых на большей по диаметру ступени выполнены лыски, грани и тому подобные конструктивные элементы, расстояния между которыми соответствуют диаметру меньшей ступени. Отмеченных недостатков лишен разработанный способ ориентации ступенчатых стержней [2] (рис.).

Способ включает в себя операции: сужение поперечного сечения выходной части паза 1 наклонного кольца 2; поштучную подачу деталей 3 из подводящего лотка 4 в паз 1 с возможностью захода в его суженную часть правильно ориентированной детали 5, за которую принята деталь, обращенная к суженной части своей малой по диаметру ступенью; транспортирование детали путем вращения кольца 2; закрепление неправильно ориентированной детали 6, за которую принята деталь, обращенная к суженной части паза 1 своей большей ступенью; расширение поперечного сечения суженной части паза 1 до размеров поперечного сечения его входной части; передачу правильно ориентированной детали 5 в отводящий лоток 7 по сквозному наклонному каналу 8; переориентацию неправильно ориентированной детали 6 в требуемое положение путем вращения кольца 2 до со- вмещения его паза 1 с отводящим лотком 7; освобождение ее от фиксации и передачу в отводящий лоток 7.

Способ реализуется следующим способом. Сужают поперечное сечение выходной части паза 1 наклонного кольца 2, вращающегося со скоростью V . По подводящему лотку 4 в паз 1 поштучно подают детали 3, которые в упомянутом пазу могут занимать одно из двух возможных положений. При одном положении деталь своей малой по диаметру ступенью заходит в суженную часть паза 1 (это положение принято как положение правильно ориентированной детали 5), при другом положении деталь обращена к суженной части своей большей по диаметру ступенью и не может

зайти в эту часть паза, поскольку размеры поперечного сечения упомянутой части паза меньше размеров поперечного сечения большей по диаметру ступени (это положение принято как положение неправильно ориентированной детали 6). При дальнейшем транспортировании неправильно ориентированную деталь 6 закрепляют. Затем расширяют поперечное сечение суженной части паза 1 до размеров поперечного сечения его входной части. При совмещении паза 1 со сквозным наклонным каналом 8 правильно ориентированную деталь 5 передают в отводящий лоток 7. Неправильно ориентированную деталь 6, прошедшую мимо сквозного канала 8, открепляют, путем вращения кольца 2 ее переориентируют в требуемое положение и при совмещении паза 1 с отводящим лотком 7 передают в этот лоток.

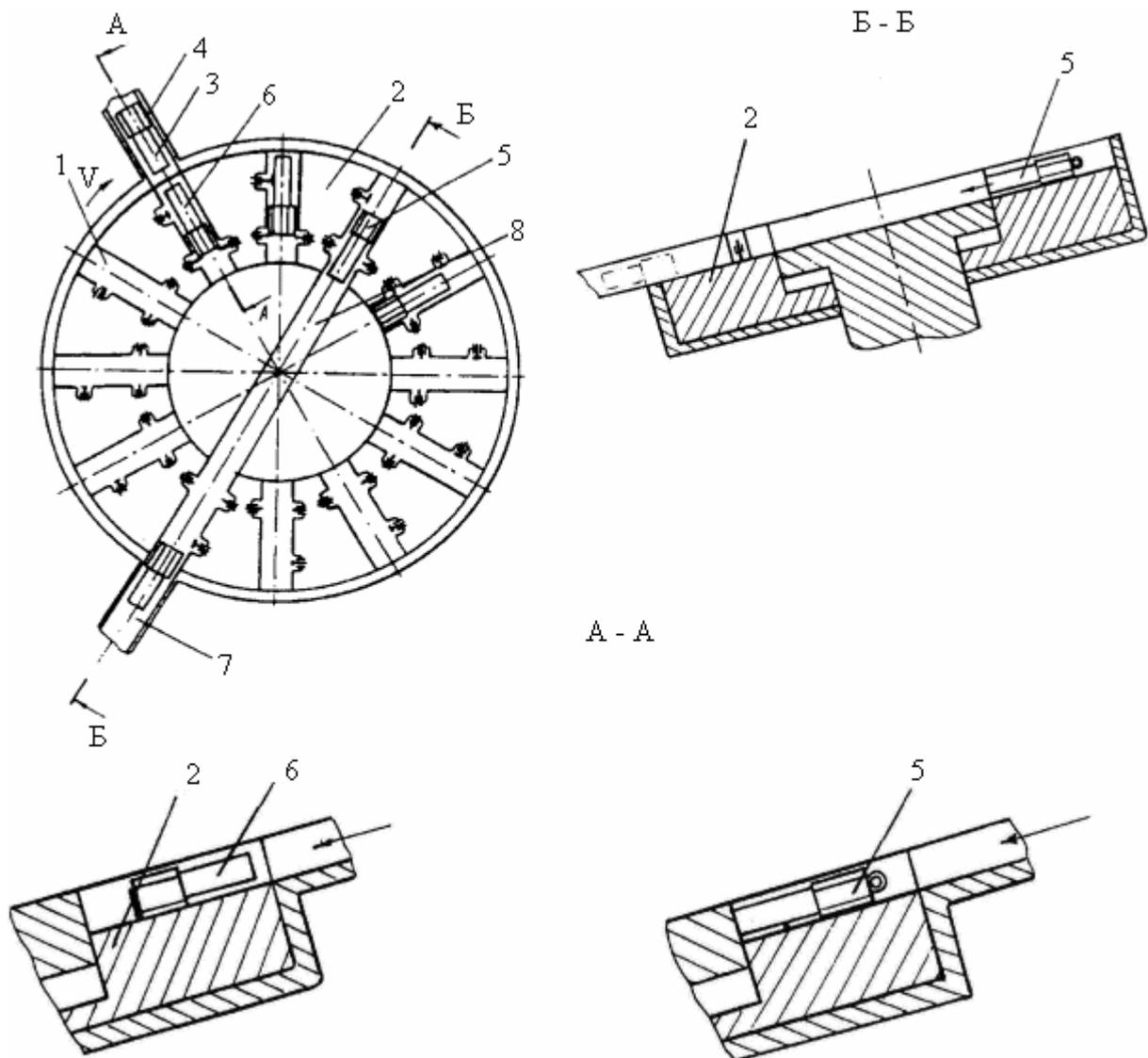


Схема осуществления способа

Таким образом, в отводящий лоток 7 попадают детали в правильно ориентированном положении.

Способ может быть использован на машиностроительных предприятиях для ориентации деталей в виде стержней с цилиндрическими ступенями и другими ступенями, между которыми имеется перепад не по всему периметру буртика, при автоматизации операций механической обработки, наплавки, сборки, измерения.

Библиографический список

1. Малов, А.Н. Загрузочные устройства для металлорежущих станков / А.Н. Малов. М. : Машиностроение, 1965. С. 26.
2. Патент № 2171736. Способ ориентации ступенчатых стержней. Опубл. 2001, Бюл. № 22.

УДК 681.3

Е.В. Полетаева
Тверской государственной технической университет

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИНФОРМАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ СОЗДАНИИ БАЗЫ ЗНАНИЙ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Классифицируя процессы в машиностроительном производстве, выделяют процессы материальные и информационные. Именно их имеют в виду, когда говорят о материальных и информационных потоках на производственном предприятии. Под материальными потоками подразумевают перемещение материалов, заготовок, полуфабрикатов, оснастки и других материальных объектов, необходимое для обеспечения производства продукции; информационные потоки связаны с оборотом разного рода документации, в том числе конструкторской и технологической. Такое деление процессов является условным, т.к. любой чисто материальный процесс всегда имеет информационную составляющую, соответственно информационный – материальную составляющую. Однако информационные процессы имеют свою специфику и, главное, они предшествуют материальным процессам и обуславливают их. Заметим, что сама база знаний, о которой идёт здесь речь, является основой информационной системы, а значит, информационным объектом.

Повышенное внимание к информационным процессам связано в первую очередь с автоматизацией производства, которая в узком смысле заключается в передаче техническим средствам определённого объёма контрольно-управляющих и логических функций. Автоматизированное производство представляет для рабочего информационную модель технологиче-

ского процесса. Не менее важна роль информационных процессов и в организации производства независимо от уровня его автоматизации. Взаимодействие как отдельных работников, так и подразделений между собой представляет информационный акт, от которого в большой степени зависит эффективность работы всей производственной системы.

Информация и управление составляют функциональное отношение, форму связи, действие, которые эволюционируют от самых примитивных, фрагментарных до наиболее развитых, совершенных.

В технике происходят следующие изменения:

- специализация и дифференциация автоматических средств труда в соответствии с видом природных процессов (вещество, энергия, информация);

- усложнение и интеграция технических средств, связанных с формированием контрольно-управляющего и информационного звеньев системы машин;

- включение контрольно-управляющих и информационных технических средств практически во все звенья системы машин, что основано на возможности вычленения информационных характеристик природных процессов.

В информационной поддержке системы управления выделяют два аспекта: информационное обеспечение (теоретические и организационно-методические аспекты) и информационное обслуживание (прикладной аспект).

Информационное обеспечение заключается в такой организации информационных процессов на всех уровнях системы управления, которая обусловила бы её целостность и способствовала реализации оптимальных алгоритмов управления. Информационные процессы включают в себя регистрацию, сбор, передачу, приём, контроль, упорядочение, переработку, анализ, кодирование, обновление, хранение, поиск, размножение и выдачу информации, необходимой для эффективного функционирования системы.

Информационное обслуживание решает задачу эффективной передачи необходимой информации пользователям различных категорий. Предполагается его осуществление в нескольких режимах и на разных носителях.

Такое деление является условным, т.к. информационное обеспечение и информационное обслуживание представляют собой лишь различные стороны информационных процессов и могут рассматриваться как различные фазы единого информационного процесса.

В научно-технической литературе встречаются разные определения понятия «информация». Отмечается, что термин «информация» часто используется для обозначения простого сообщения – содержательно законченного текста, зафиксированного в некотором коде на каком-то материальном (вещественном) носителе. Однако информацией следует признать лишь то, что изменяет тезаурус приёмника сообщения. Здесь тезаурус –

словарь ключевых терминов определённого языка, т.е. замкнутая система взаимосвязанных активных понятий, которой располагает приёмник сообщения. Очевидно, существует такая величина тезауруса, при которой данное сообщение максимально увеличивает апостериорный тезаурус приёмника. Эту величину тезауруса можно признать оптимальной. В таком случае можно говорить о количестве информации как о количестве реализованной информации – функции как сообщения (количества потенциальной информации, «защитой» в сообщении), так и полноты тезауруса приёмника сообщения. Это своего рода прибавочная информация, которая получается вследствие взаимодействия полученного приёмником сообщения и его тезауруса.

Важным свойством информации является её старение. Это означает, что со временем абсолютно уменьшается количество потенциальной информации в конкретном сообщении. Темп старения информации определяется подвижностью отображаемой системы: старение тем интенсивнее, чем выше изменяемость (подвижность) объекта.

Ещё одно свойство информации – ценность. Она определяется индивидуальной шкалой ценностных приоритетов приёмника сообщения.

С учётом вышесказанного при моделировании информационных процессов необходимо учитывать следующее.

1. Любой информационный процесс можно представить в виде нескольких подпроцессов, таких как регистрация, сбор, передача и др., каждый из которых предусматривает соответствующих участников. Например, подпроцесс «передача информации» предполагает наличие отправителя, получателя, носителя и объект, реализующий способ передачи информации.

2. Термин «информация» следует употреблять только в значении «результат взаимодействия сообщения с тезаурусом приёмника, расширяющий данный тезаурус и фиксируемый в виде физических изменений в приёмнике сообщения, отображающих в определённом коде параметры рассматриваемого объекта. В производственных системах тезаурус получателя информации соответствует его квалификации, а результатом взаимодействия полученного сообщения с тезаурусом приёмника являются его действия, предпринятые на основании этого сообщения.

3. В каждом конкретном случае необходимо чётко различать (и выделять) вещественный (материальный) носитель сообщения, само сообщение (текст, зафиксированный на носителе в каком-то коде) и собственно информацию.

4. Информационные процессы и объекты имеют свойства, такие как оперативность, количество и др., позволяющие проводить их сравнение и выявлять наиболее рациональные в каждом конкретном случае.

Для выполнения названных требований в первую очередь необходимо регламентировать все понятия, связанные с информационными процесса-

ми: технологическая и конструкторская документация, требование, запрос, приказ, сопроводительный документ и др. Причём термины, обозначающие эти понятия, должны быть увязаны в единую терминологическую систему. С этой целью для каждого понятия, связанного с соответствующим термином системы, требуется обозначить как родовые понятия, свойства которых им наследуются, так и видовые понятия, которые будут наследовать свойства рассматриваемого понятия. Кроме того, каждый термин, обозначающий понятие, которое можно рассматривать как систему, должно быть увязано с терминами, обозначающими её элементы. И, наконец, для каждого понятия, входящего в систему, необходимо указать свойства, которые будут служить основанием для сравнения соответствующих информационных процессов и объектов при решении задач оптимизации производственных процессов. Только в таком случае можно создать эффективную модель информационной составляющей производственной системы.

Библиографический список

1. Анцев, В.Ю. Автоматизация информационного сервиса в системе управления качеством продукции / В.Ю. Анцев, А.Н. Иноземцев, В.Н. Савушкин // Станки и инструмент. 2000. № 10. С. 4-8.
2. Кефели, И.Ф. Автоматизация: Методологические и социальные проблемы / И.Ф. Кефели. Ленинград : Изд-во Ленинградского университета, 1987. 132 с.
3. Птушенко, А. Информация в системном освещении / А. Птушенко // Техника-молодёжи. 2003. № 5. С. 21-24.
4. Тарамыкин, Ю.П. Информационное обеспечение формообразующей технологической среды / Ю.П. Тарамыкин // Станки и инструмент. 2001. № 2. С. 9-11.

УДК 621.91.002(075.8)

В.В. Смирнов

Тверской государственной технической университет

СИСТЕМА ПРОГРАММИРОВАНИЯ ОБЪЕМНОЙ ОБРАБОТКИ НА СТАНКАХ С ЧПУ ГЕММА – 3D

Главной задачей, на решение которой ориентирована данная система, является получение программ обработки на станках с ЧПУ наиболее сложных деталей, входящих в состав изделий машиностроения, изготавливаемых фрезерованием, сверлением, электроэрозионной резкой. ГЕММА может применяться совместно с пакетом КОМПАС – 3D, в котором выполняется конструирование деталей с последующей передачей информации в ГЕММУ для подготовки управляющих программ.

Задание плоских контуров и поверхностей может выполняться с помощью встроенных геометрических 2D и 3D-редакторов. В качестве элементов контура могут использоваться отрезок, дуга, окружность, участок

эллипса, архимедовой спирали или эвольвенты, кривая второго порядка и сплайн. Сервисные средства 2D-редактора позволяют осуществлять вспомогательные построения, выполнять команды сдвига, поворота, масштабирования, зеркального отображения, автоматически строить скругления, эквидистантные контура и траекторию движения инструмента при выборе колодца или кармана.

Средства геометрического 3D-редактора обеспечивают построение пространственных кривых и поверхностей. Класс поверхностей системы ГЕММА – 3D включает в себя линейчатые поверхности, поверхности вращения. Поверхность изображается на экране сеткой линий. 3D-редактор имеет набор сервисных команд для редактирования геометрических данных и управления изображением (выбор любой проекции, поворот, масштабирование и т.д.).

После задания геометрии обрабатываемых поверхностей и участков подхода – отхода технолог указывает необходимый инструмент и технологические режимы обработки. Система формирует траекторию движения инструмента и управляющую программу для выбранной модели системы ЧПУ станка. Траекторию можно посмотреть на экране в режиме графического контроля. Управляющая программа выводится на программно-носителе через устройство сопряжения. ГЕММА – 3D включает широкий набор постпроцессоров для различных систем ЧПУ и станков, а также средства обслуживания архивов исходных и управляющих программ.

УДК 621.94

Э.В. Ключко

Тверской государственной технической университет

ФОРМООБРАЗОВАНИЕ МНОГОГРАННИКОВ НА МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКАХ

Среди способов обработки К-профильных и других многогранных поверхностей на деталях машин (болты, гайки, хвостовики инструментов и т.д.) одним из наиболее эффективных является кинематический способ, при котором без копирования и огибания поверхность формируется благодаря согласованным равномерным вращениям изделия и инструмента. Образуемый при этом поперечный профиль гранёной цилиндрической поверхности может быть выражен в виде трохойдной кривой [1]. Уравнение трохойд в декартовых координатах x , y имеет вид

$$\left. \begin{aligned} x &= A \cdot \cos \varphi_1 + R \cdot \cos(1-u) \cdot \varphi_1 = r_2 \cdot \left[|1-u| \cdot \cos \varphi_1 + \lambda \cdot \cos(1-u) \cdot \varphi_1 \right] \\ y &= A \cdot \sin \varphi_1 + R \cdot \sin(1-u) \cdot \varphi_1 = r_2 \cdot \left[|1-u| \cdot \sin \varphi_1 + \lambda \cdot \sin(1-u) \cdot \varphi_1 \right] \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где A – межосевое расстояние параллельных вращений инструмента с изделием; R – радиус установки режущих лезвий в инструментальной головке; u – постоянное передаточное отношение вращений с угловыми скоростями ω_1 изделия и ω_2 инструмента, $u = \omega_2 / \omega_1$; r_2 – радиус окружности, режущая точка которой, расположенная на расстоянии R от её оси, в движении относительно другой окружности радиуса r_1 описывает трохойду ($r_1 = A \cdot |u / (u - 1)|$, $r_2 = A / |1 - u|$); λ – трохойдный показатель, $\lambda = R / r_2 = R \cdot |1 - u| / A \neq 1$ (рис. 1), $\lambda > 1$ соответствует удлинённым трохоидам, $\lambda < 1$ – укороченным; φ_1 – угол поворота изделия, $\omega_1 = d\varphi_1 / dt$. Уравнения (1) соответствуют отсчёту координат против часовой стрелки, начиная с $\varphi_1 = 0$ от положения, при котором A и R расположены на оси x и направлены в одну сторону вправо от начала координат O_1 (рис. 1).

Второй вариант выражения (1), в отличие от известного первого [2], удобен тем, что позволяет характеризовать трохойду (следовательно, схему формообразования) через постоянные её параметры, которые определяют: r_2 – размер кривой; u – число N ветвей (граней) кривой; λ – форму и искривлённость ветвей кривой (рис. 1). Варьирование указанными параметрами позволяет исследовать трохойдные кривые с целью выбора наиболее целесообразных для формообразования многогранников. Известно [2], что среди трохойд имеются такие, у которых участки ветвей (грани) по форме близки к прямолинейным (рис. 1, кривая 2). На гранях у них есть такие т. М, в которых радиусы кривизны равны ∞ (точки уплощения). Уплощённые грани на трохоидах (1) имеют место при условии

$$\lambda = \lambda_0 = |1 - u|^{-1}. \quad (2)$$

При значениях λ , отличающихся от (2), на трохоидах наблюдаются выпуклости (рис. 1, кривая 1) или вогнутости без петель (кривая 3) или с петлями и самопересечениями (кривая 4). Уплощённый профиль имеет вид либо всюду выпуклый (рис. 1, кривая 2), либо усечённый 1 с заострёнными углами (рис. 2). Последний образуется при самопересечении на трохойде 3, создаваемом режущими кромками резцов головки 2 в движении относительно изделия 1. Пунктир на трохойде 3 означает холостые ходы трёх резцов, которые в данном случае формируют одну трохойду. Вогнутости (с петлями или без них) наблюдаются у профилей с параметром λ в пределах $|1 - u| \dots \lambda_0$ (без учёта границ $\lambda_1 = |1 - u|$ и $\lambda_2 = \lambda_0$). В остальных случаях на трохоидах образуются выпуклости либо гладкие – при $|u| = N$, если $\lambda \leq \lambda_0$, или при $u = N / (N \pm 1)$, если $\lambda \geq \lambda_0$, либо усечённые – для остальных λ . При $u = 2$ трохойды всегда выпуклые и являются по форме эллипсами для всех λ (рис. 3б). Если модуль трохойды $m = |u| = q / p \neq N / (N \pm 1)$, где q и p – взаимно простые числа не равные 1, то независимо от λ форма трохойд всегда является усечённой (рис. 2). Усечённая форма гипотрохойд наиболее целесообразна для обычных многогранников (винты, гайки и т.п.), а выпуклая форма эпитрохойд – для К-профильных соединений.

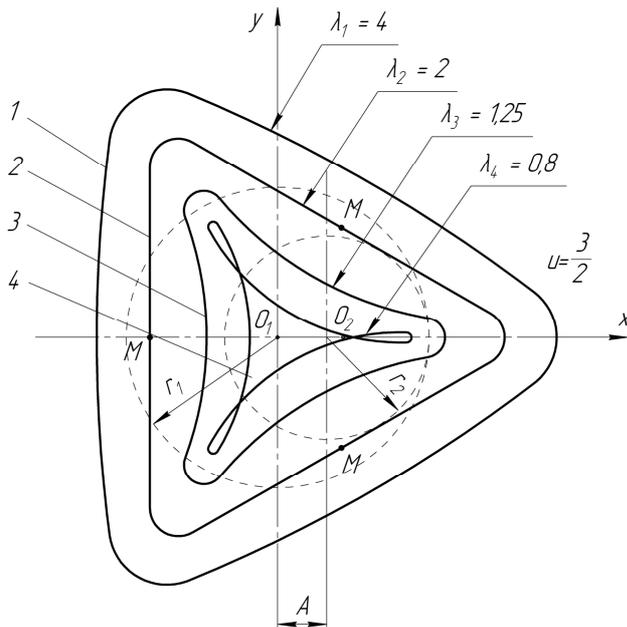


Рис. 1. Различные формы трохойд в зависимости от параметра λ

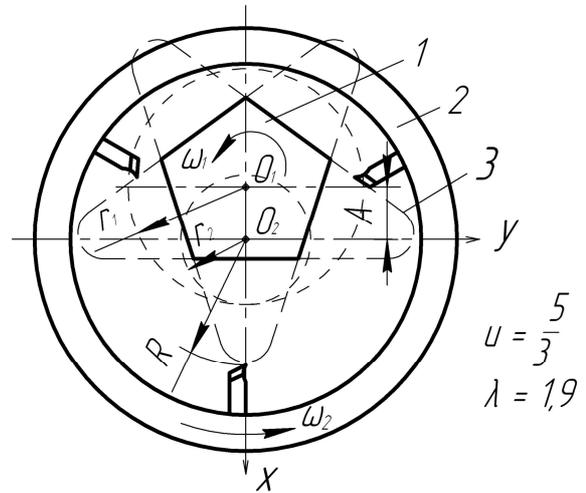


Рис. 2. Профиль пятигранника, образуемого при самопересечении трохойды 3

Существуют [2] способы формообразования многогранников с планетарным вращением инструмента (изделия) относительно неподвижного изделия (инструмента), а также с простыми вращениями последних. Способ с простыми вращениями изделия и инструмента конструктивно проще и применяется чаще, однако число, параметры и границы их применения для различных схем реализации данного способа не определены. В таблице для этого способа дана классификация возможных конструктивных схем формообразования многогранников и пределы изменения их параметров.

При $u < 0$ применима только внешняя резцовая головка (схема 3, $A > R$), грани на изделиях формируются в виде участков одной или нескольких эпитрохойд; условию $0 < u < 1$ соответствует охватывающая резцовая головка (схема 4, $A < R$, $r_1 < r_2$), грани образуются по перитрохойдам; если выполняется условие $1 < u < 2$, то применима также охватывающая резцовая головка (схема 2, $A < R$, $r_1 > r_2$). При $u \geq 2$ необходима внешняя головка (схема 1, $A > R$). В обеих последних схемах профиль граней формируется по гипотрохойдам. Таким образом, каждая схема полностью определяется величиной u . В соответствии со схемами таблицы многогранники (с учётом продольных размеров изделия) могут обрабатываться либо с продольной подачей головки 2 (перпендикулярно рисункам таблицы), либо с поперечной подачей резцами с широкой режущей кромкой (вдоль оси x при движении головки 2 от оси O_1 до достижения размера A – в схемах 2 и 4, при движении головки 2 к оси O_1 – в схемах 1 и 3). Охватывающие головки в эксплуатации уступают внешним, так как они менее удобны при установке головки относительно изделия, не позволяют обработку в центрах и обработку с поперечной подачей многогранника расположенного между буртом и поверхностью зажима изделия в шпинделе.

Способы формообразования многогранников согласованными параллельными вращениями инструмента ω_2 и изделия ω_1

Внешнее касание		Внутреннее касание	
Тип кривой	Схема	Тип кривой	Схема
Укороченная гипотрооида	<p>1. Внешнее встречное касание</p> $A = R + r_M = r_1 - r_2$ $u = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2} \geq 2$ $0 < \lambda_0 < 1$ $m \geq 2$	Удлиненная гипотрооида	<p>2. Внутреннее попутное касание</p> $r_1 > r_2$ $A = R - r_M = r_1 - r_2$ $u = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2}$ $1 < u \leq 2$ $\lambda_0 > 1$ $1 < m \leq 2$
	Укороченная эпитрооида		<p>3. Внешнее попутное касание</p> $A = R + r_M = r_1 + r_2$ $u = \frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{r_1}{r_2} < 0$ $0 < \lambda_0 < 1$ $m > 0$
<p>Обозначения: A – межосевое расстояние; O_1, O_2 – центры вращения изделия 1 и режущей головки 2; r_M – наименьший радиус изделия; u – передаточное отношение вращений, $u = \omega_2 / \omega_1 \neq 0$; λ – показатель трохоиды, $\lambda = R / r_2 \neq 1$; m – модуль трохоиды, $m = r_1 / r_2$; r_1, r_2 – радиусы центровид изделия и инструмента; R – радиус установки инструмента в режущей головке 2.</p>			

Многогранники с одним и тем же числом граней N можно образовать любой из указанных в таблице схем, так как передаточное отношение u зависит не только от N , но и от числа резцов z :

$$|u| = \left| \frac{\omega_2}{\omega_1} \right| = \frac{r_1}{r_2} = \frac{N}{z} = \frac{q \cdot k}{p \cdot k}, \quad (3)$$

где $N = q \cdot k$, $z = p \cdot k$, k – кратность N и z , равная числу разных по расположению, но одинаковых по форме замкнутых трохоид, формирующих

многогранник (на рис. 2 и 3а, б, в число k соответственно равно $k = \{1, 2, 3, 2\}$). В связи с вышесказанным, например для $N = 6$, в соответствии с (3) имеем множество вариантов формообразования:

$$\frac{N}{z} = \left\{ \frac{6}{1}, \text{ или } \frac{6}{2}, \text{ или } \frac{6}{3}, \text{ или } \frac{6}{4}, \text{ или } \frac{6}{5}, \text{ или } \frac{6}{7}, \text{ или } \frac{6}{8}, \text{ или } \dots \right\}.$$

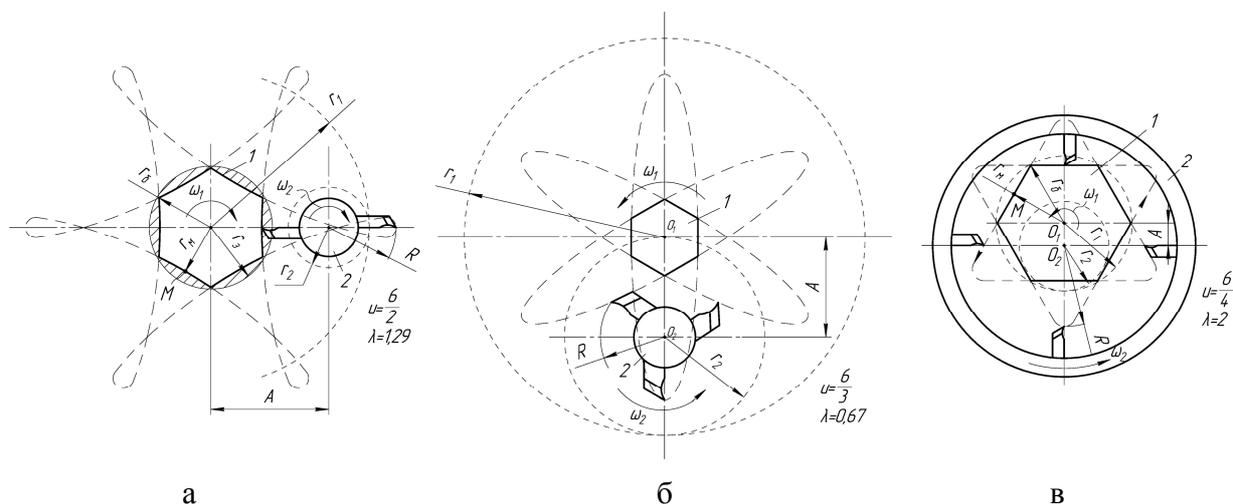


Рис. 3. Профиль шестигранников, образуемых при различных u и z

Вариант б/1 всюду выпуклый, при $\lambda < 0,2$ целесообразен для К-профильных поверхностей, варианты с $z = \{2, 3, 4\}$ показаны на рис. 3. Из них первый и второй реализуются по схеме 1 таблицы, третий и вариант б/5 – по схеме 2, варианты б/7, б/8 и т.д. – по схеме 4. Вариант б/6 невозможен так как $u \neq 1$. Если же параметрам u вышеприведённого множества придать отрицательные значения, то получим варианты, соответствующие схеме 3 таблицы.

Многогранники с одинаковыми геометрическими параметрами можно получить двумя разными парами схем таблицы: схемами 1 или 2 и схемами 3 или 4, так как для любой укороченной гипотрохида есть удлиненная гипотрохида с такой же по форме и размерам траекторией, так же как для укороченной эпитрохида – такая же по траектории удлинённая перитрохида [2]. Это означает, что если для исходной схемы таблицы известны параметры: u, A, R, λ или $\lambda_0, r_1, r_2, \omega_1, N, z$, то существует вторая схема, создающая тот же профиль и размеры многогранника с параметрами (со звёздочкой), выраженными через параметры исходной схемы: $u^* = u/(u-1)$, $A^* = R$, $R^* = A$, $\lambda^* = 1/\lambda$ или $\lambda_0^* = 1/\lambda_0$, $r_1^* = R \cdot |u|$, $r_2^* = R \cdot |u-1|$, $\omega_1^* = u \cdot \omega_1$, $N^* = N$, $z^* = |N-z|$. Например, если $u = 3$, $A = 20$ мм, $R = 5$ мм, $\lambda_0 = 0,5$, $r_1 = 30$ мм, $r_2 = 10$ мм, $N = 3$, $z = 1$ (схема 1), то $u^* = 3/2$, $A^* = 5$ мм, $R^* = 20$ мм, $\lambda_0^* = 2$, $r_1^* = 15$ мм, $r_2^* = 10$ мм, $N^* = 3$, $z^* = 2$, $\omega_1^* = 3 \cdot \omega_1$ (схема 2).

Несмотря на многовариантность возможных схем формообразования, не все из них допускают практическую реализацию с уплощёнными гранями (из-за малых размеров A или R). Выбирая $\lambda > \lambda_0$ (изменяя R , рис. 3а) так, чтобы вогнутость или выпуклость Δ (стрела сегмента на дуге усечённой грани) не превышала допустимого значения $[\Delta]$, можно при известном u выбрать приемлемые параметры схемы. Например, при $u = 2$ (рис. 3б, схема 1) наименьший радиус установки резцов

$$R_{\min} = \frac{r_m}{2} \left(\sqrt{1 + \frac{r_o^2 - r_m^2}{2 \cdot r_m \cdot [\Delta]}} - 1 \right), \quad (4)$$

где r_o и r_m – наибольший и наименьший радиусы многогранника (рис. 3а). С увеличением R погрешность Δ уменьшается, поэтому можно выбрать $R > R_{\min}$, удобный для размещения резцов в головке. Например, в наладке на шестишпindelном токарном автомате для образования двух лысок длиной 7,5 мм и шириной 5 мм, расположенных симметрично на $\varnothing 13$ мм на расстоянии $r_m = 5,3$ мм от оси изделия (с погрешностью $[\Delta] = 0,05$ мм) радиус по формуле (4): $R_{\min} = 5,3 \cdot \left(\sqrt{1 + (6,5^2 - 5,3^2) / (2 \cdot 5,3 \cdot 0,05)} - 1 \right) / 2 = 11,3$ мм. Принимая $R = 15$ мм при $u = 2$, $z = 1$ (один резец с шириной режущей кромки 5 мм), получим для внешней схемы 1 две лыски, $A = 15 + 5,3 = 20,3$ мм. Если в этой наладке на $\varnothing 13$ мм обрабатывать шестигранник, то при том же $R = 15$ мм следует принять $z = 3$, $r_m = r_o \cdot \cos(180/N) = 6,5 \cdot \cos 30^\circ = 5,63$ мм, $A = 20,63$ мм (рис. 3б).

Выше было отмечено, что для многогранников наиболее приемлемы схемы с прерывистым резанием. Поэтому расчётной является подача S_z на зуб. За 1 оборот изделия головка делает N/z оборотов, следовательно, независимо от числа резцов в головке на изделии будет $(N/z) \cdot z = N$ срезов, обратная подача составит $S_0 = S_z \cdot N$ мм/об, минутная (в мм/мин) – $S_m = S_0 \cdot n_1$, где n_1 – об/мин изделия. Скорость резания V_p при нарезании многогранников складывается из окружных скоростей изделия и инструмента:

$$V_p = \frac{2\pi \cdot r_m \cdot n_1}{1000} \pm \frac{2\pi \cdot R \cdot n_2}{1000} = \frac{2\pi \cdot n_1}{1000} \cdot (r_m \pm R \cdot |u|). \quad (5)$$

Знак “+” соответствует встречной схеме таблицы, знак “–” попутным схемам; $u = n_2/n_1$, n_2 – частота вращения инструмента, об/мин. Выражая уравнение (5) относительно n_1 и подставляя $|u| = N/z$, получим для шпинделя изделия

$$n_1 = 1000 \cdot V_p / 2\pi (r_m \pm R \cdot N/z) = 159 \cdot V_p \cdot z / (r_m \cdot z \pm R \cdot N).$$

Штучная производительность (шт./мин) на длине L резания

$$Q = S_m / L = n_1 \cdot S_z \cdot N / L = 159 \cdot V_p \cdot S_z \cdot N \cdot z / (L \cdot (r_m \cdot z \pm R \cdot N)) \quad (6)$$

Из (6) следует, что с увеличением z производительность растёт, а с увеличением R – уменьшается, однако последнее менее значительно. Кроме того, увеличение z означает переход от внешней схемы к внутренней с попутным касанием. Внутреннее касание сопровождается более плавным резанием, меньшим изменением углов резания при обработке и меньшей погрешностью Δ . Однако схемы попутного касания требуют беззазорности в механизмах привода вращений n_1 и n_2 , что предъявляет высокие требования к станку в целом. Поэтому при проектировании приспособлений для обработки многогранников [3] следует ориентироваться на схему 1 таблицы, для которой по заданным $[\Delta]$, N , r_m выбирают $z \leq N/2$, уточняют $u = N/z$, определяют R , n_1 , $n_2 = u \cdot n_1$ и конструируют элементы привода.

Библиографический список

1. Савелов, А.А. Плоские кривые / А.А. Савелов. М. : Физматгиз, 1960. 293 с.
2. Карелин, Н.М. Бескопирная обработка цилиндрических деталей с криволинейными поперечными сечениями / Н.М. Карелин. М. : Машиностроение, 1966. 188 с.
3. Данилов, В.А. Модернизация токарных автоматов для обработки некруглых деталей / В.А. Данилов // СТИН. 1993. №2. С. 19-22.

УДК 621.9.02:658.512:681.3

В.М. Балашов

Тверской государственной технической университет

ПРИНЦИПЫ РАЗРАБОТКИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЧЕСКОГО ЦЕХА

Для решения задач, связанных с автоматизацией проектирования или анализом технических объектов и их реализацией в виде программных продуктов, можно использовать две концепции. Смысл первой выражается фразой «каждой производственной задаче – свою программу», что оправдывается лишь тогда, когда количество решаемых задач ограничено или они не связаны друг с другом по смыслу и оперируемыми данными.

Вторая концепция построения программных продуктов, предлагаемая в данной работе, выражается фразой «каждой задаче – свой модуль». Последнее означает, что при возникновении необходимости решения очередной производственной задачи разработчиками и программистами в дополнение к уже написанным модулям пишется новый, в котором, собственно и решается задача. В этом случае структура программных продуктов представляет собой модули решения различных производственных задач, объе-

диненных вокруг некоторого связующего звена. Очень часто в качестве такого связующего звена выступает какой-то основополагающий модуль, на котором и «завязывается» весь программный комплекс. Основополагающим звеном предлагается принять базу данных станочного оборудования. Вокруг базы концентрируются различные модули-задачи, которые связаны с ней посредством специально разработанного интерфейса. Соблюдая стандарты данного интерфейса, можно написать какой-либо новый модуль, предназначенный для решения новой задачи.

Отметим несколько методов решения задач с использованием баз данных станочного оборудования: узко ориентированный, универсальный и общий. Каждый из них характеризуется рядом положительных и отрицательных сторон. Анализ их показывает, что для данной задачи наиболее подходящим может служить универсальный метод решения проблемы выбора оборудования и разработки математической модели цеха.

Руководствуясь приведенными выше соображениями для разработки математической модели цеха, принимается принцип программного комплекса, структура которого приведена на рис. 1.

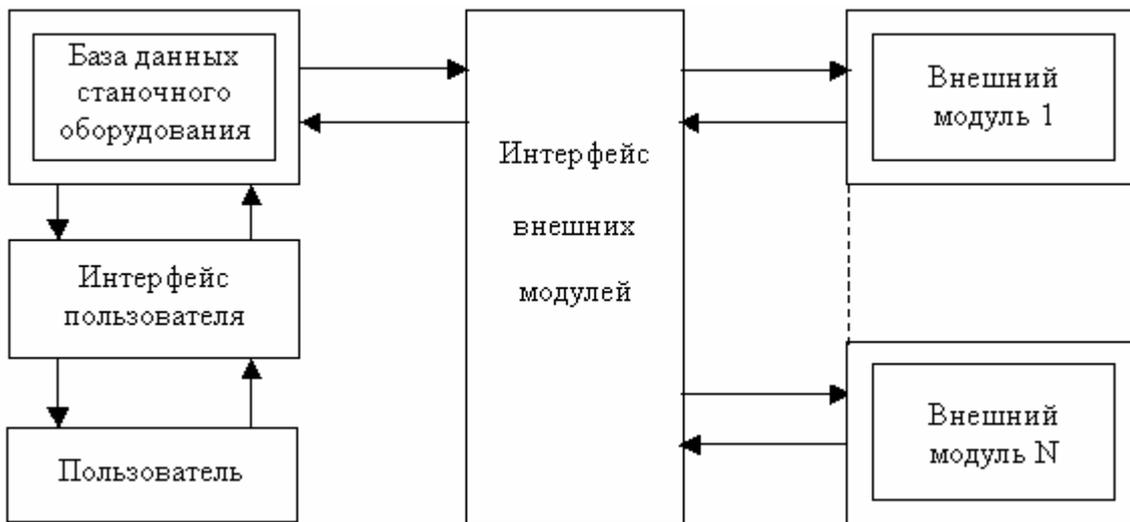


Рис. 1. Общая структура программного комплекса

Основной блок комплекса – это база данных станочного оборудования, где содержатся основные параметры оборудования, такие как габаритные размеры, условия применяемости, наибольшие габаритные размеры обрабатываемой заготовки, производительность и др., то есть те параметры, которые чаще всего используются при расчетах цехов и планировке оборудования. Блок позволяет осуществлять быстрый выбор оборудования с требуемыми параметрами, например: производительностью, видом обрабатываемых заготовок и др. Для управления блоком базы данных, внесения в базу новых данных о станочном парке, быстрого поиска информации по станкам служит модуль *пользователь*, который также можно назвать модулем управления и редактирования базы данных. Данный блок имеет

связь с базой данных посредством интерфейса пользователя. Последний служит для необходимой согласованности между пользователем и базой данных в плане представления информации и внесения в нее изменений. Три вышеописанных блока составляют основу программного комплекса. Ввиду его информационной открытости можно постепенно «надстраивать» различные дополнительные модули или блоки (рис. 1, внешние модули 1...N), которые могут решать самые разнообразные задачи, связанные с проектированием цеха, например планировкой оборудования цеха, оптимальным распределением станочного оборудования, расчетом его загрузки и т.п.

В нашем случае база данных структуры программного комплекса – это набор наиболее важных, с эксплуатационной точки зрения, характеристик металлорежущих станков, число которых может задавать разработчик.

Примеры некоторых названий полей структуры базы данных приведены в таблице.

Структура базы данных станочного оборудования

№ п/п	Название поля	Обозначение поля	Характеристика поля	
			Тип	Длина
1	Модель станка	Model	Символьный	15
2	Название станка	Name	Символьный	100
3	Рисунок станка	Bitmar	Графический	-
4	Габариты станка: длина	SizeX	Числовой	5
5	Габариты станка: ширина	Size Y	Числовой	5
6	Габариты станка: высота	Size Z	Числовой	5
7	Масса станка	Weight	Числовой	5
8	Обрабатываемые материалы	Material	Символьный	20
9	Максимальная точность обработки	JT	Числовой	2

База данных (см. табл.) представляет собой «локальный стандарт», руководствуясь которым можно разрабатывать внешние модули. Одним из них является модуль математической модели механического цеха, структура которого представлена на рис. 2.



Рис. 2. Структура внешнего модуля математической модели цеха

Математическая модель может разрабатываться для решения различных задач: определения прибыли, выбора количества и типа оборудования, объема изготавливаемых цехом деталей. В данном случае рассматривается одна из них, позволяющая рассчитать объемы выпуска каждого типа деталей за планируемый период (месяц, квартал, год) из условия получения максимальной прибыли. Для этой задачи перечень уравнений, целевых функций и ограничений математического ядра внешнего модуля может включать следующие.

1. Потребное количество оборудования N_j цеха для выпуска изделий как при минимальном D_{\min} , так и максимальном объемах D_{\max} , шт./год.
2. Условие возможности размещения оборудования, количество которого определено в п. 1 при заданной максимальной площади S_{\max} , $S_z \leq S_{\max}$.
3. Условие возможности приобретения оборудования в пределах общей стоимости, не превышающей заданных капиталовложений $C_{\text{зад}}$; $C_z \leq C_{\text{зад}}$.
4. Суммарная прибыль F от выпускаемых цехом деталей всех типов (целевая функция); $F \rightarrow \max$.
5. Ограничения по фонду времени работы металлорежущих станков: суммарное время обработки годового объема выпуска i -й детали на j -м станке T_{ij} не должно превышать действительного годового фонда времени $\Phi_{\text{до}}$ работы оборудования (в зависимости от количества смен работы цеха в сутки).

Сами уравнения, целевые функции и ограничения в статье не представлены в силу их значительного количества и громоздкости. Их использование позволяет построить многоугольник возможных решений, а целевая функция – найти оптимальное решение.

Программы написаны для работы в среде Windows и представляют собой совокупность окон, предназначенных для определенных целей. Так, программа управления базой данных оборудования включает окно общего просмотра, окно редактирования базы и окно-экранная форма для более наглядного и детального ознакомления с выбранной моделью оборудования.

В программе реализации математической модели цеха имеются окна, содержащие справочные данные о технологических процессах механической обработки деталей, номенклатуре изготавливаемых деталей и используемых инструментах, список операций, которые можно выполнять на конкретном типе оборудования.

В программе имеется перечень ограничений, представленных выше. Заключительная часть программы – расчётный блок, который позволяет получить результаты расчёта.

Библиографический список

1. Егоров, В.А. Автоматизация проектирования предприятий / В.А. Егоров. Л. : Машиностроение, 1983. 325 с.
2. Энгельке, У.Д. Как интегрировать САПР и АСТПП: Управление и технология; под ред. Д.А. Корягина. М. : Машиностроение, 1990. 320 с.
3. Гречишников, В.А. Математическое моделирование в инструментальной технике / В.А. Гречишников, Н.В. Колесов, Ю.Е. Петухов [и др.]. Пенза, 1997. 225 с.

УДК 621.9.048:535.361.21

Л.Е. Афанасьева¹, М.Н. Елицкий², Н.С. Зубков¹, М.В. Новоселова¹

¹Тверской государственный технический университет,

²ОАО Тверской вагоностроительный завод

ВЛИЯНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОЛАЗЕРНОЙ РЕЗКИ НА МИКРОГЕОМЕТРИЮ ПОВЕРХНОСТИ РЕЗА СТАЛИ Р6М5

Одной из наиболее распространенных энергоемких технологий, используемых на машиностроительных заводах, является газолазерная резка материалов. Она применяется при производстве не только заготовок, но и как конечная операция изготовления деталей. Сфокусированное лазерное излучение, обеспечивая высокую концентрацию энергии, позволяет разделять практически любые металлы и сплавы с различными теплофизическими свойствами [1-3]. При газолазерной резке отсутствует механическое воздействие на обрабатываемый материал, поэтому возникающие деформации, как временные в процессе резки, так и остаточные после полного охлаждения, минимальны. Это позволяет осуществлять газолазерную резку с высокой степенью точности. Важными факторами, определяющими качество резки, являются макро- и микрогеометрические свойства поверхности разрушения.

Целью работы является изучение влияния скорости газолазерной резки и положения фокальной точки в процессе резки на микрогеометрию поверхности реза инструментальной быстрорежущей стали.

Для решения этой задачи на ОАО «Тверской вагоностроительный завод» были приготовлены образцы, внешний вид которых показан на рис. 1. Одну заготовку стали марки Р6М5 ГОСТ 19265-73 толщиной 3,3 мм разрежали с различными скоростями с помощью лазерного комплекса BySprint 3015 с резонатором мощностью 1800 Вт, вторую – с одинаковой скоростью, изменяя расстояние между фокальной точкой и верхней поверхностью образца.

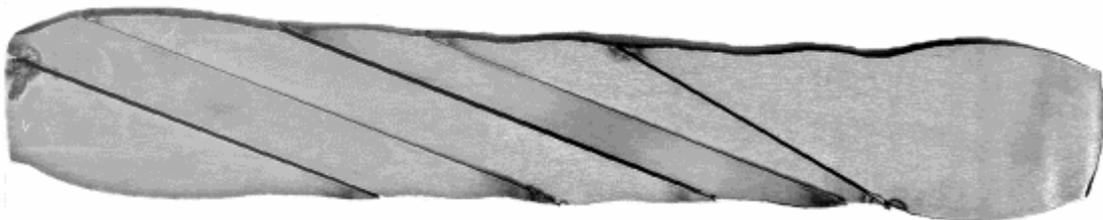


Рис. 1. Внешний вид образцов стали марки Р6М5 после газолазерной резки

Резку выполняли с продувкой азотом. Микрогеометрию поверхностей резов изучали с помощью профилографа-профилометра модели 201 и оптического металлографического микроскопа МИМ-8, сопряженного с персональным компьютером.

На рис. 2. показана схема процесса газолазерной резки [1]. Перед движущимся лазерным пучком в верхней зоне прорезаемого материала бу-

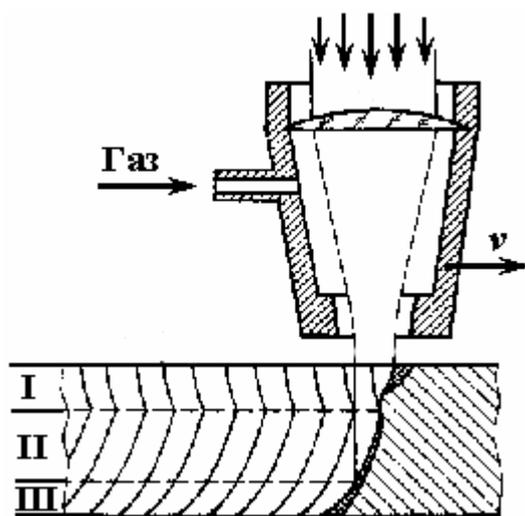


Рис. 2. Схема процесса газолазерной резки

дет образовываться расплавленный участок, удаляемый газовой струей, причем этот процесс носит периодический релаксационный характер. В результате, в этой верхней зоне реза (зона I) образуются сравнительно равномерно расположенные борозды. Разрушение зоны II в глубине реза под действием остальной части лазерного пучка происходит непрерывно, но и эта зона также имеет бороздчатую структуру вследствие периодического удаления продуктов разрушения под действием струи газа из зоны I. Наличие зоны III на поверхности реза указывает на продолжение процесса резки, но без участия лазерной энергии, а только лишь за счет струи газа и выдуваемого ею

из зоны обработки перегретого расплавленного металла.

При газолазерной резке на некоторых режимах образуется грат — налипший и закристаллизовавшийся металл на нижней поверхности заготовки. Грат ухудшает качество реза, требует дополнительной операции по его удалению.

Таким образом, поверхность газолазерного реза характеризуется определенной микрогеометрией, которая представляется совокупностью периодически повторяющихся неровностей: волнистость, бороздчатость, шероховатость. На рис. 3 представлена типичная профилограмма поверхности реза одного из экспериментальных образцов.

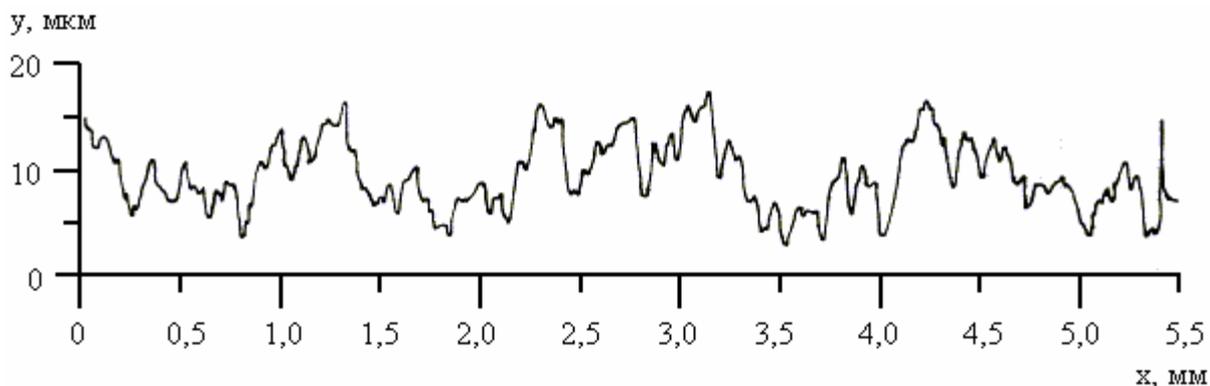


Рис. 3. Профилограмма поверхности газолазерного реза

Природа образования неровностей изучена недостаточно. В настоящее время большинство микронеровностей описывают набором стандартизованных параметров шероховатости, характеризующих среднюю и максимальную высоты неровностей, их ширину и расстояние между ними [4].

Уменьшение шероховатости представляет собой важнейшую задачу для изготовления деталей и инструмента.

Важный фактор, определяющий как характер протекания процесса резки металлов, так и размерные характеристики резов, – плотность мощности в зоне воздействия лазерного излучения на материал. Этот параметр является комплексной величиной и зависит не только от мощности лазерного излучения, но и от условий его фокусирования, модового состава луча, его расходимости, диаметра пучка на выходе из резонатора и других факторов.

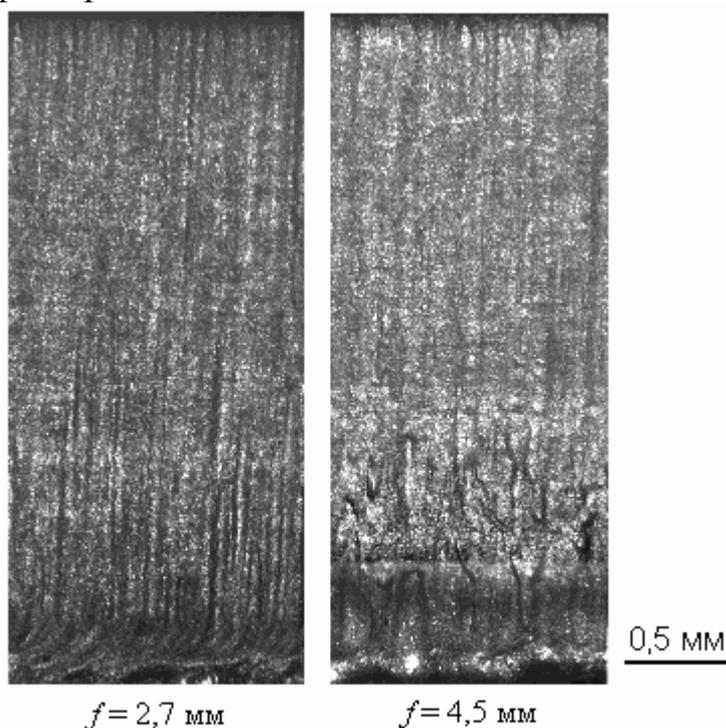


Рис. 4. Внешний вид газолазерных резов образцов, выполненных при разных расстояниях между фокальной точкой f и верхней поверхностью образца

(рис. 4). Глубина качественной резки равна 2 мм при $f = 4,5$ мм и около 3 мм при $f = 2,7$ мм.

На рис. 5 представлены зависимости среднего арифметического отклонения профиля R_a от положения фокальной точки f от верхней поверхности заготовки (а) и скорости резки (б). Измерения выполнялись на разном расстоянии от верхней поверхности образца (0,5; 1,5 и 2,5 мм).

Скорость резки является одним из основных параметров, определяющих процесс формирования реза [2]. Зависимость параметров шероховатости от скорости резки нелинейная. С повышением скорости параметры шероховатости сначала уменьшаются, а затем возрастают. Для получения качественных резов с $R_a = 2,5 \dots 3,5$ мкм для стали Р6М5 толщиной 3,3 мм необходимо ограничивать скорость до значений 1000 ... 2000 мм/мин.

Глубина прорезания и ширина реза зависят от положения фокуса относительно поверхности материала. При фокусировке излучения в пятно меньшего диаметра повышается плотность мощности в зоне резки.

Анализ шероховатости поверхности образцов, полученных резкой при расстояниях между фокальной точкой f и верхней поверхностью заготовки 2,7; 3,1; 3,5 и 4,5 мм, показал, что уменьшение диаметра фокального пятна вызывает увеличение глубины качественно выполненного реза. Это заметно даже визуально

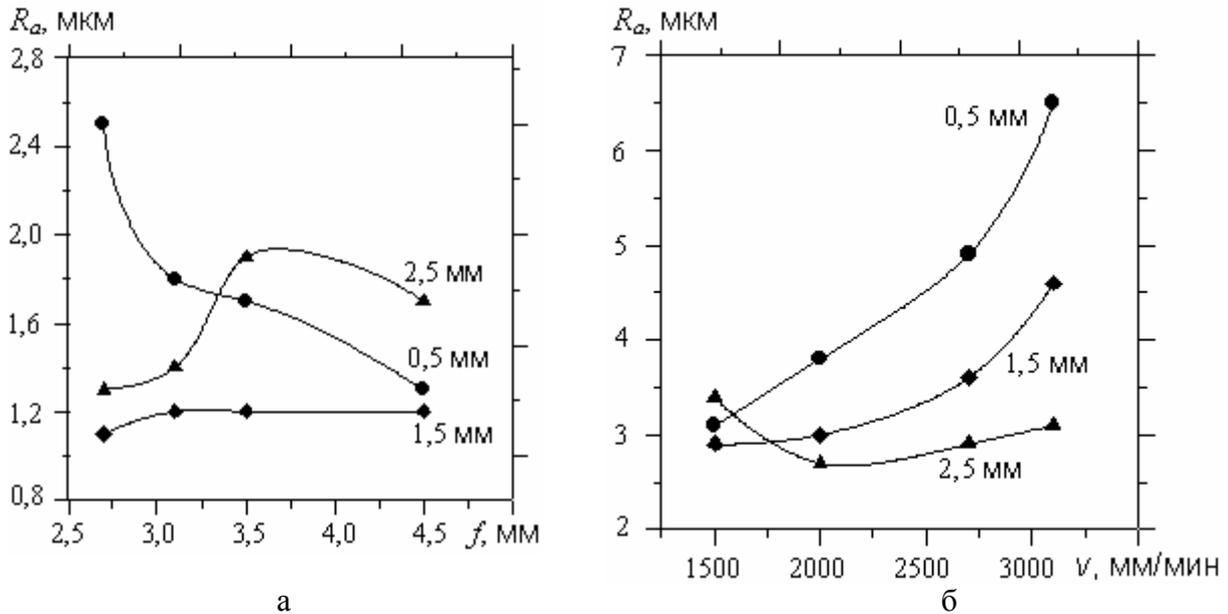


Рис. 5. Зависимость среднего арифметического отклонения профиля R_a :
 а – от расстояния между фокальной точкой f и верхней поверхностью образца;
 б – от скорости резки

Скорость газолазерной резки влияет также на структурные параметры неровностей поверхности реза, изменяя форму опорных кривых [4]. На рис. 6 представлены две опорные кривые поверхностей образцов после газолазерной резки со скоростью 1500 и 3100 mm/min . Эти интегральные кривые показывают, как распределяется материал по высоте шероховатого слоя.

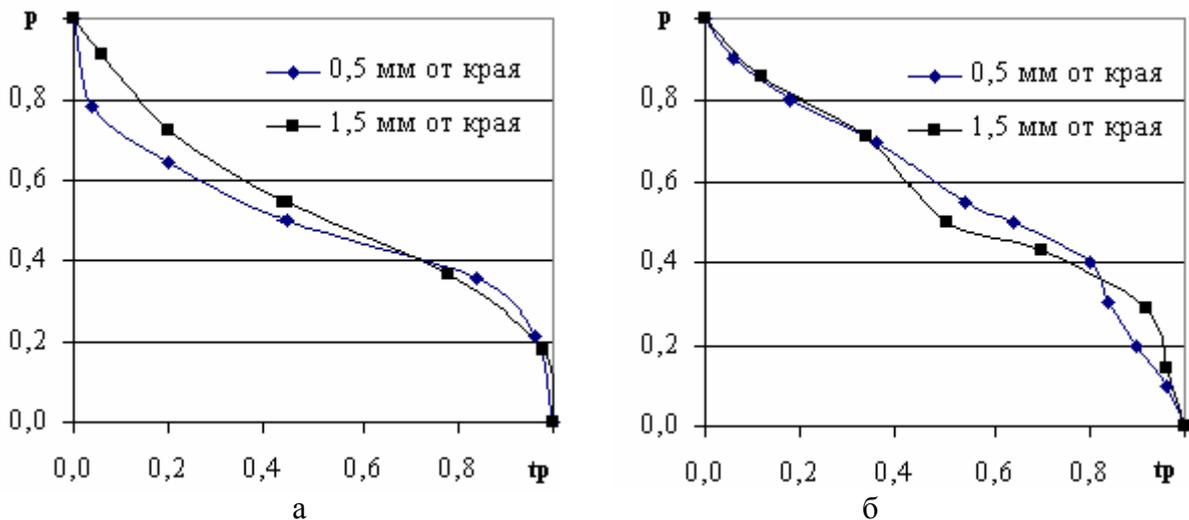


Рис. 6. Опорные кривые поверхностей газолазерного реза образцов:
 p – значение уровня сечения профиля; tp – относительная опорная длина профиля;
 а – скорость газолазерной резки 1500 mm/min ; б – 3100 mm/min

Скорость газолазерной резки 1500 mm/min обеспечивает наименьшие параметры шероховатости поверхности реза. По форме опорной кривой (рис. 6а) можно сделать заключение о том, что контактная жесткость ис-

следуемой поверхности невысока, т.к. на верхних уровнях сечения профиля находится мало материала. Эта поверхность будет обладать хорошей маслостойкостью вследствие большого объема межконтактного зазора.

При увеличении скорости газолазерной резки до величины 3100 мм/мин параметры шероховатости возросли, и изменилась форма опорной кривой (рис. 6б). Контактная жесткость поверхности повысилась, маслостойкость снизилась.

Таким образом, высокое качество поверхности реза обеспечивается при определенных соотношениях между скоростью газолазерной резки и плотностью мощности подводимого в зону обработки излучения. Появляется возможность исключить дальнейшую механическую обработку поверхности реза при изготовлении инструмента, что значительно повышает экономическую эффективность технологического процесса.

Библиографический список

1. Григорьянц, А.Г. Технологические процессы лазерной обработки / А.Г. Григорьянц, И.Н. Шиганов, А.И. Мисюров. М. : МГТУ, 2006. 664 с.
2. Павеле, Л.А. Влияние энергетических и газогидродинамических параметров лазерной резки на формирование реза / Л.А. Павеле // Сварочное производство. 2005. № 11. С. 18-23.
3. Sobih, M. Elimination of striation in laser cutting of mild steel / M. Sobih, P.L. Crouse and L. Li // J. Phys. D: Appl. Phys. 2007. V. 40. P. 6908-6916.
4. Демкин, Н.Б. Качество поверхности и контакт деталей машин / Н.Б. Демкин, Э.В. Рыжов. М. : Машиностроение, 1981. 244 с.

УДК 621.791:541(075.8)

А.А. Золотов

Тверской государственной технической университет

ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ВЫРУБНЫХ ШТАМПОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ НАПЛАВКИ РЕЖУЩИХ КРОМОК БЫСТРОРЕЖУЩИМИ СТАЛЯМИ ПОВЫШЕННОЙ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ

Рабочие детали вырубных штампов (пуансоны и матрицы) подвергаются ударной нагрузке с сильной концентрацией напряжений на рабочих кромках или рабочей поверхности. Для обеспечения нормальных условий резки металла при разделительных операциях листовой штамповки необходимо, чтобы поверхность рабочих частей штампов по контактным поясам не подвергалась смятию, а режущие кромки не выкрашивались. Поэтому к материалу пуансонов и матриц предъявляются требования высокой твердости, износостойкости при наличии достаточной вязкости и теплостойкости. Поскольку производительность современных координатно-револьверных прессов может достигать 1200 мин^{-1} , процесс деформирования сопровождается разогревом режущих кромок.

При изготовлении рабочих частей штампов для разделительных операций листовой штамповки на координатно-револьверных прессах приме-

няют инструментальные высоколегированные стали [1], в том числе быстрорежущие стали. Выбор быстрорежущих сталей обусловлен их высоким комплексом механических и эксплуатационных свойств, отвечающим условиям работы инструмента. После соответствующей термической обработки они выдерживают высокие удельные давления, хорошо воспринимают ударные нагрузки при штамповке, обладают достаточно высокой износостойкостью и теплостойкостью. Но эти стали являются дорогими и трудно обрабатываются при изготовлении инструмента.

В процессе эксплуатации штампа наиболее часто выход из строя инструмента связан с износом режущих кромок [2]. Для продления срока службы пуансонов и матриц их необходимо часто перезатачивать (когда радиус притупления составляет 0,13 мм). При правильной заточке требуется снять за одну заточку 0,2 мм с пуансона и 0,1 мм с матрицы. Максимальная величина заточки за весь срок службы составляет 2 мм для пуансона и 1 мм – для матрицы. Поэтому вопрос рационального использования высоколегированных сталей актуален.

Целью работы является разработка технологии изготовления штампов с применением наплавки режущих кромок быстрорежущими сталями на корпус из конструкционных низколегированных сталей. Это позволит снизить расход быстрорежущих сталей, повысить технологичность изготовления, а также предоставляет возможность многократного восстановления рабочих частей штампа.

В качестве основного металла для производства заготовок матриц и пуансонов предлагается использовать низколегированные стали (30ХГСА, 35ХГСА, 30ХМ и др.), которые имеют удовлетворительные технологические свойства, в том числе, свариваемость, и оптимальный комплекс механических свойств после упрочняющей термической обработки.

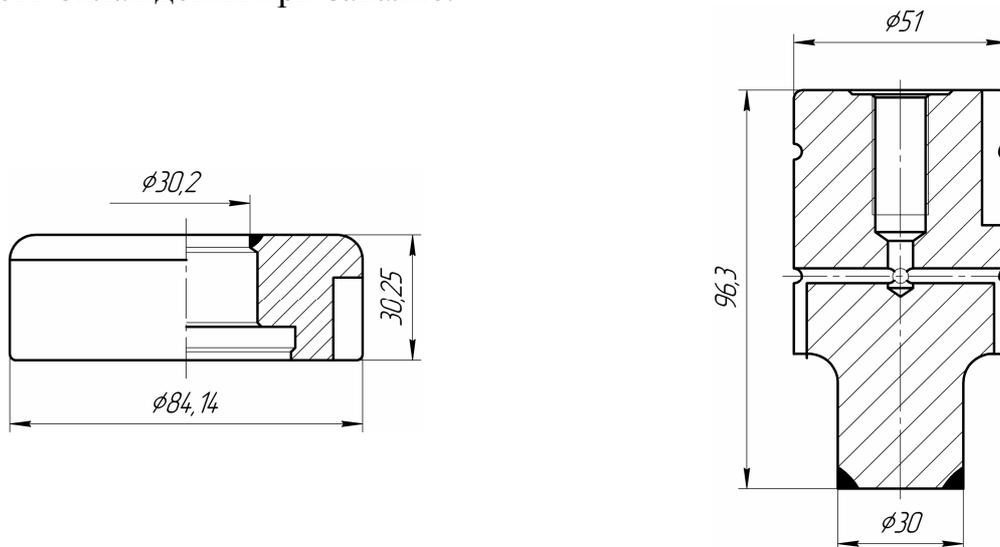
В качестве наплавочных материалов предлагается применять порошковые проволоки на основе быстрорежущих сталей (P2M8, P6M5, P9M4K8), разработанные для дуговой наплавки в защитных газах [3]. Известно, что после закалки (1210-1240 °С, масло) и трехкратного отпуска (560 °С, 1 час) твердость стали P9M4K8 ГОСТ 19265-73 достигает HRC 66-68, а предел прочности $\sigma_b = 2200-2600$ МПа, что удовлетворяет требованиям, предъявляемым к материалу режущих кромок пуансонов и матриц по данным характеристикам.

Применительно к наплавке матриц и пуансонов с рабочим диаметром $\varnothing 30$ мм, заготовки под наплавку получали из проката $\varnothing 60$ и $\varnothing 95$ мм из стали 30ХГСА (ГОСТ 4543-71) в соответствии с приведенным эскизом (рис.).

Перед наплавкой выполняли закалку корпусов матриц и пуансонов (880 °С, масло) и высокий отпуск (520 °С, 1 час).

Наплавка выполняется дугой прямого действия на обратной полярности в среде аргона на режимах, обеспечивающих заданный термический цикл и хорошее формирование наплавленного металла с небольшими при-

пусками на механическую обработку. Основные параметры режима наплавки: $I = 120-140$ А; $U = 20-24$ В, $v_n \approx 13$ м/ч, $d_{\text{штп}} = 2,0$ мм. Химический состав наплавленного металла был приближен к быстрорежущей стали Р9М4К8 ГОСТ 19265-73. Наплавка совмещалась с закалкой, поскольку соблюдалось условие $v_{\text{охл}} > v_{\text{кр. зак}}$, где $v_{\text{охл}}$ – скорость охлаждения наплавленного металла в высокотемпературном интервале; $v_{\text{кр. зак}}$ – критическая скорость охлаждения при закалке.



Матрица и пуансон с наплавленными режущими кромками

После наплавки выполняется трехкратный отпуск при 560 °С наплавленных заготовок для снижения внутренних напряжений, протекания процессов превращения остаточного аустенита и повышения твердости наплавленного металла до HRC 62...68.

Механическая обработка наплавленного металла и финишная обработка осуществляются шлифованием.

Изготовленная опытная партия наплавленных штампов для разделительных операций листовой штамповки на ОАО «Торжокский вагоностроительный завод» показала, что разработанная технология позволяет значительно сократить расход быстрорежущих сталей при производстве рабочих частей штампов, создать высокий уровень эксплуатационных свойств в наплавленном металле режущих кромок, повысить технологичность изготовления и долговечность в эксплуатации.

Библиографический список

1. Попов, Е.А. Технология и автоматизация листовой штамповки / Е.А. Попов, В.Г. Ковалев, И.Н. Шубин. М. : МГТУ им. Баумана, 2003.
2. Скворцов, Г.Д. Основы конструирования штампов для холодной листовой штамповки / Г.Д. Скворцов. М. : Машиностроение, 1974.
3. Зубкова, Е.Н. Наплавленная инструментальная штамповая сталь повышенной износостойкости / Е.Н. Зубкова, Д.В. Булкин, А.А. Золотов // Вестник Тверского государственного технического университета: научный журнал. Тверь: ТГТУ, 2004. Вып. 5.

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
<i>КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ</i>	
А.С. Иванов. Касательная контактная жесткость плоского стыка	4
С.Г. Докшанин, И.И. Докшанина, Р.С. Привалихин. Моделирование качения ролика для исследования напряженного состояния с учетом сил трения	10
М.М. Матлин, А.И. Мозгунова, А.А. Стариков. Расчет статической грузоподъемности нестандартных шарикоподшипников	15
В.Г. Терешенко. Метод расчёта статических напряжений на поверхности контакта при внедрении абразивной частицы	18
В.Е. Никишин, Ю.И. Морозова. Трение эластомеров при высоком давлении и фрикционное взаимодействие при обработке металлов в условиях листовой штамповки.....	24
<i>ФИЗИКА ПОВЕРХНОСТИ КОНДЕНСИРОВАННЫХ СРЕД</i>	
Н.Ю. Сдобняков, А.Н. Базулев, В.М. Самсонов, Д.А. Кульпин, Д.М. Соловьев, Т.Ю. Зыков. Исследование удельной свободной поверхностной энергии наноккапель алюминия с использованием потенциал шоммерса	27
Н.Ю. Сдобняков, Т.Ю. Зыков, А.Н. Базулев, Д.А. Кульпин. Зависимость минимального размера наночастиц металлов от температуры при коалесценции	32
<i>ТРИБОТЕХНИКА</i>	
Н.Б. Демкин. Свойства деформационной составляющей коэффициента трения металлических поверхностей	35
А.Н. Болотов, И.В. Горлов. Механические свойства фрикционных поверхностей полученных пластическим деформированием	39
А.Ф. Гусев, И.Н. Нестерова. К методике определения коэффициента трения покоя поверхностных слоев	42
А.А. Ланков. Три фазы изменения коэффициента трения в зависимости от степени нагружения	47
А.О. Горленко, В.П. Матлахов. Исследование процессов изнашивания цилиндрических поверхностей трения на основе моделирования их контактного взаимодействия	53
Ю.А. Стрельников, А.Н. Болотов, Г.Б. Бурдо. Установка для экспериментов и исследования трения в условиях всестороннего сжатия	60
В.В. Мешков, Д.А. Зоренко, В.Л. Хренов, Р.С. Вареча. Расчетная оценка температурного поля тормозного диска высокоскоростного вагона	63
В.В. Мешков, В.Л. Хренов, Р.С. Вареча, Д.А. Зоренко, Л.Е. Афанасьева. Экспериментальное исследование поверхностного слоя тормозного диска из стали 20Х13	66
А.Н. Болотов, В.В. Новиков, О.О. Новикова. Расчет объемного износа узла трения с керамическим алмазосодержащим материалом	70
С.Л. Самошкин, А.А. Хоменко, А.Н. Макаров. Определение коэффициент трения в скользунгах пассажирского вагона	73
М.Е. Володькин, В.А. Харитонов. Сравнительная оценка долговечности различных вариантов тормозных накладок дискового тормоза тележек безлюлечного типа	78
О.С. Самошкин. Определение коэффициента трения клиноременных передач приводов вагонных генераторов	86
В.Г. Бурдо. Особенности износа режущих пластин с многослойными покрытиями	90

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ КОНТАКТЫ И ЭЛЕКТРОКОММУТИРУЮЩЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ

В.В. Измайлов, М.В. Новоселова. Влияние температуры на деградацию замкнутого электроконтактного соединения	92
В.В. Измайлов, А.Е. Наумов. Прогнозирование остаточного ресурса электроконтактных соединений на основе их тепловизионного мониторинга	96
В.В. Елисеев, Ю.А. Филиппов. Система управления разъединителями, установленными на опорах линий электропередач	102
К.Б. Корнеев. Мониторинг состояния электроконтактных соединений	104
А.П. Васильев. Экспертные системы и управление эксплуатацией оборудования	109

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

А.П. Архаров. Способ ориентации ступенчатых стержней	111
Е.В. Полетаева. Моделирование информационных процессов при создании базы знаний в машиностроении	113
В.В. Смирнов. Система программирования объемной обработки на станках с ЧПУ ГЕММА – 3D	116
Э.В. Ключко. Формообразование многогранников на металлорежущих станках ...	117
В.М. Балашов. Принципы разработки математической модели механического цеха	123
Л.Е. Афанасьева, М.Н. Елицкий, Н.С. Зубков, М.В. Новоселова. Влияние энергетических параметров газолазерной резки на микрогеометрию поверхности реза стали Р6М5	127
А.А. Золотов. Технология изготовления вырубных штампов с применением наплавки режущих кромок быстрорежущими сталями повышенной износостойкости ...	131

**МЕХАНИКА И ФИЗИКА ПРОЦЕССОВ НА ПОВЕРХНОСТИ
И В КОНТАКТЕ ТВЕРДЫХ ТЕЛ И ДЕТАЛЕЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Межвузовский сборник научных трудов
Выпуск 1

Ответственный редактор Н.Б. Демкин
Редактор И.В. Шункова
Корректор
Технический редактор Г.В. Комарова

Подписано в печать

Формат 60×84/16

Физ. печ. л.

Тираж 100 экз.

Усл. печ. л.

Заказ №

Бумага писчая

Уч.-изд. л.

Цена руб. коп

Редакционно-издательский центр
Тверского государственного технического университета
170026, Тверь, наб. Афанасия Никитина, 22