

УДК 621.89.017

doi: 10.18698/0536-1044-2022-10-45-54

Физическое моделирование контактного взаимодействия механических передач технологических машин*

М.В. Харченко, Д.В. Терентьев, С.И. Платов, И.И. Кинзина

ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»

Physical Modeling of Contact Interaction of Mechanical Gears of Technological Machines

M.V. Kharchenko, D.V. Terentyev, S.I. Platov, I.I. Kinzina

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Magnitogorsk State Technical University named after G.I. Nosov

При продолжительной эксплуатации механических передач в режимах знакопеременных и циклически повторяющихся нагрузок возникают значительные контактные напряжения, изменяющиеся по определенным циклическим законам. Особенностью контактных напряжений являются большие градиенты их распределения, а также локальность. Усталостное разрушение происходит в результате зарождения и развития микротрещин. На зарождение и развитие микротрещин существенное влияние оказывает состояние поверхности, характер нагружения (контактные напряжения, трение, наличие слоя смазки и др.), свойства материала (механические характеристики, твердость, склонность к упрочнению или накоплению пластических деформаций), масштабный фактор, температура, коррозионное воздействие среды и др. Для изучения износостойкости зубчатых и фрикционных передач, подшипников качения спроектировано лабораторное оборудование и разработаны методики, позволяющие физически моделировать исследуемые процессы.

Ключевые слова: механические передачи, лабораторные исследования, износостойкость пары трения, физическое моделирование

During long-term operation of mechanical transmissions in the modes of alternating and cyclically repetitive loads, significant contact stresses arise that change according to certain cyclic laws. A feature of contact stresses are large gradients of their distribution, as well as locality. The process of fatigue failure occurs as a result of the initiation and development of microcracks. The nucleation and development of microcracks is significantly affected by the state of the surface, the nature of loading (contact stresses, friction, the presence of a lubricant layer, etc.), material properties (mechanical characteristics, hardness, tendency to harden or accumulate plastic deformations), scale factor, temperature, corrosive effect of the environment, etc. To study the wear resistance of gearing and friction transmissions, rolling bearings, laboratory equipment was designed and methods were developed that allow physically modeling the processes under study.

Keywords: mechanical gears, laboratory studies, friction pair wear resistance, physical modeling

* Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования РФ (проект № FZRU-2020-0011).

Физическое моделирование эксплуатации цилиндрических зубчатых передач.

Цель статьи — разработка лабораторного оборудования и методики для исследования износостойкости зубчатых и фрикционных передач, подшипников качения.

Для изучения параметров цилиндрических зубчатых передач с замкнутым силовым контуром спроектирована лабораторная установка, приведенная на рис. 1, а [1–4]. Испытания проводили с учетом создания слоя смазочного материала — масляной пленки толщиной h — в зоне контакта зубьев зубчатого зацепления (далее зона контакта). Толщину слоя смазочного материала определяли по выражению [2]

$$h = 0,88(1 + m' + m'')(\alpha\eta\nu)^{0,727} R^{0,364} \left(\frac{E}{W}\right)^{0,11}, \quad (1)$$

где m' и m'' — маслосмочность контактирующих шероховатых слоев [5, 6]; α — пьезокоэффициент вязкости; η — динамическая вязкость смазочного материала, Па·с; ν — скорость движущихся поверхностей, м/с; R — радиус кривизны контактирующих тел, м; E — приведенный модуль упругости, МПа; W — удельная нагрузка в зоне контакта, Н.

Выражение (1) можно использовать при расчете толщины слоя смазочного материала в подшипниках качения, зубчатых и фрикционных передач. Выражение (1) представляли в виде масштабных коэффициентов с учетом основных положений теории подобия. Коэффици-

циент толщины слоя смазочного материала и коэффициент контактных напряжений приняли равными единице (условие однозначности физических условий в зоне контакта).

По значениям масштабных коэффициентов, а также с учетом теории подобия рассчитывали угловую скорость шестерни редуктора лабораторной установки с замкнутым силовым контуром для испытания цилиндрических зубчатых передач (рис. 1). Выбрали электродвигатель 4А90Л6УЗ мощностью 2,2 кВт с частотой вращения 1425 мин^{-1} , коэффициентом полезного действия $\eta = 80 \%$, сдвигом фаз между напряжением и током двигателя (коэффициентом мощности) $\cos \varphi = 0,83$.

Согласно данным экспериментальных исследований редукторов скиповой лебедки доменной печи [2], контактная прочность зубьев большого и малого редукторов составляет соответственно 280 и 200 МПа при скорости скольжения в зубчатом зацеплении $v_{\text{ск}} = 0,26$ и $1,43 \text{ м/с}$ и насыщенном пластическом контакте.

Крутящий момент, развиваемый на тихоходном валу редуктора лабораторной установки, находили из условия равенства контактных напряжений в зубчатых зацеплениях барабана лебедки и редуктора.

Скорость скольжения в зубчатом зацеплении редуктора лабораторной установки определяли с помощью следующих соотношений [2]:

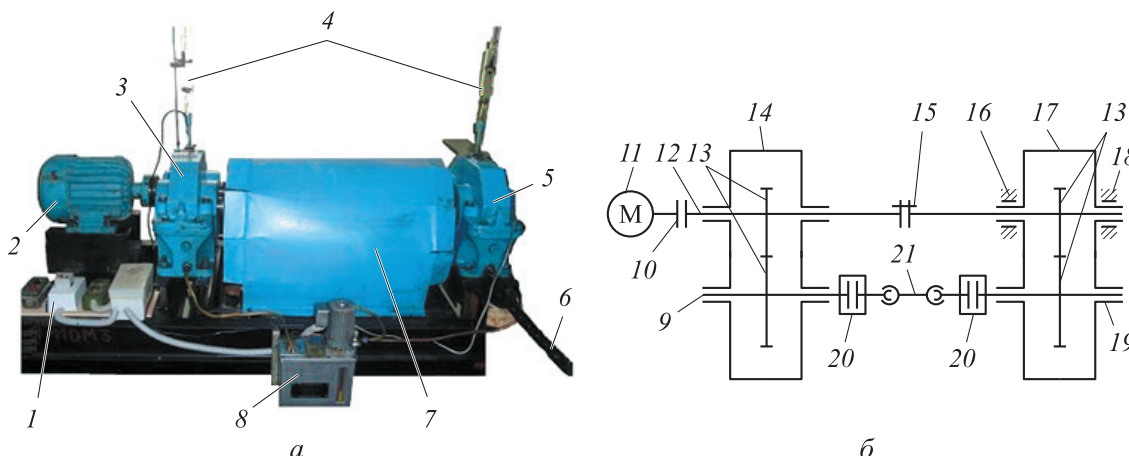


Рис. 1. Внешний вид (а) и кинематическая схема (б) лабораторной установки с замкнутым силовым контуром для испытания цилиндрических зубчатых передач:

1 — пульт управления; 2 — электродвигатель; 3 — стационарный одноступенчатый цилиндрический редуктор; 4 — наполнители для нагнетания смазочного материала в зубчатые зацепления; 5 — качающийся одноступенчатый цилиндрический редуктор; 6 — рычаг для нагружения; 7 — защитный кожух карданного вала с регулируемыими муфтами; 8 — циркуляционная система смазывания; 9, 12, 19, 16 — валы; 10 — муфта, соединяющая электродвигатель с ведущим валом; 11 — электродвигатель; 13 — зубчатые колеса; 14, 17 — корпуса; 15 — муфта, соединяющая валы 12 и 16; 18 — подшипниковая опора; 20 — регулируемые муфты; 21 — карданный вал

$$\beta = \arcsin \left[0,95 \left(1 + \frac{3,0}{107} \right)^{-1} \right] = 74,8;$$

$$k_p = 0,31 \cdot 0,16 - 0,95 \frac{0,107}{\operatorname{tg} 74,8} + 0,3 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3} = 1,16;$$

$$v_{\text{ск}} = \left[1,16 \cdot 10^{-2} (2+1) - \frac{0,16}{2+1} \sin 20 \right] 70 = 1,28 \text{ м/с,}$$

где β — угол отклонения редуктора 5 (см. рис. 1, а); k_p — абсолютное отклонение редуктора под нагрузкой.

Окружная сила, действующая в зубчатом зацеплении,

$$P = \frac{2M_{\text{кр}}}{mz_k} = \frac{2 \cdot 122 \cdot 10^3}{3,0 \cdot 67} = 1214 \text{ Н,}$$

где m — модуль передачи; z_k — количество зубьев колеса.

Крутящий момент, создаваемый весом редуктора,

$$M_{\text{кр}} = Q_p l_{\text{ц.т}} = 750 \cdot 0,125 = 93,75 \text{ Н} \cdot \text{м,}$$

где Q_p — вес редуктора, Н; $l_{\text{ц.т}}$ — расстояние от центра тяжести редуктора до оси его вращения, м.

Таким образом, необходимый крутящий момент обеспечивается весом редуктора.

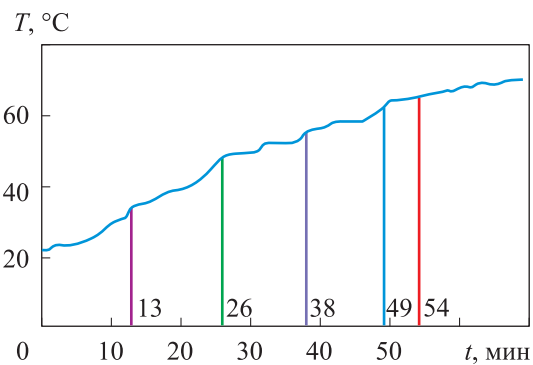
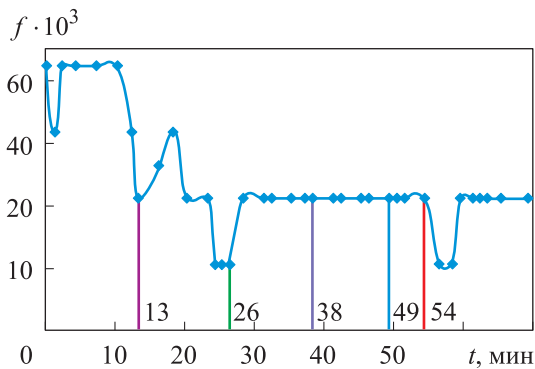
Для достижения заданного крутящего момента требуется дополнительный момент $M_d = 122,0 - 93,75 = 28,25 \text{ Н} \cdot \text{м}$, получаемый путем приложения к рычагу длиной $L = 0,875 \text{ м}$ нагрузки $P_b = 28,25/0,875 = 32,3 \text{ Н}$.

На основе результатов расчетов получены технические характеристики редуктора лабораторной установки для испытания зубчатых передач редукторов скиповой лебедки доменной печи: крутящий момент $M_{\text{кр}} = 122 \text{ Н} \cdot \text{м}$; окружная сила, действующая в зубчатом зацеплении, $P = 1214 \text{ Н}$; скорость скольжения в зубчатом зацеплении $v_{\text{ск}} = 1,28 \text{ м/с}$.

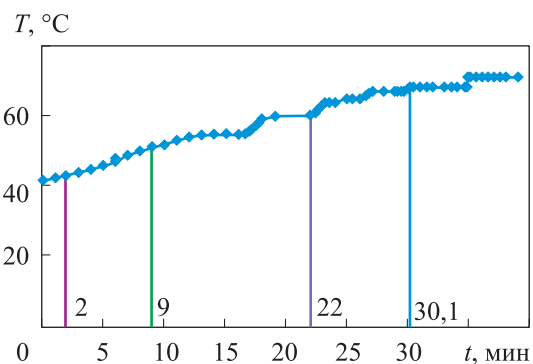
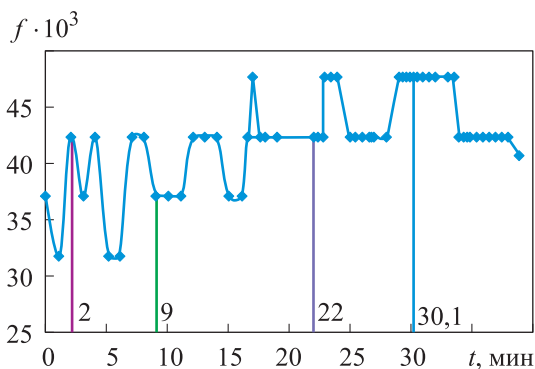
Технические характеристики лабораторной установки дают возможность проводить моделирование процессов, протекающих в эвольвентных зубчатых зацеплениях. В данной работе его использовали для исследования работы эвольвентных зубчатых зацеплений большого и малого редукторов привода скиповой лебедки доменной печи.

Стендовые испытания зубчатых зацеплений.

Лабораторные исследования проводили с ис-



а



б

Рис. 2. Зависимости коэффициента трения f (слева) и температуры T (справа) в зубчатом зацеплении, смазываемом маслом класса вязкости 460, от времени t при температуре масла $T_m = 20$ (а) и 70 °(б)

пользованием оборудования, сконструированного на базе ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова». В качестве смазочного материала применяли масло класса вязкости 460, которое порционно подавали в редукторы. Силу тока электродвигателя измеряли пирометром TI 213 EL, температуру в зубчатом зацеплении — миллиамперметром.

Коэффициент трения в зубчатом зацеплении определяли как [4]

$$f = \frac{\sqrt{3}U(J_n - J_{x.x}) \cos \varphi \eta}{2\nu_{ck}P},$$

где U — напряжение в сети; J_n — сила тока нагрузки; $J_{x.x}$ — сила тока холостого хода электродвигателя, $J_{x.x} = 2,5$ А; $\cos \varphi = 0,82$; $\eta = 0,96$; $P = 1385$ Н.

Полученные экспериментальным путем данные в виде зависимостей коэффициента трения f и температуры T в зубчатом зацеплении, смазываемом маслом класса вязкости 460, от времени t при температуре масла $T_m = 20$ и 70 °(б) приведены на рис. 2, а и б соответственно [2–5]. Прямыми вертикальными линиями обозначены моменты подачи смазочного материала.

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод, что с повышением температуры масла при разогреве зубчатых колес происходит снижение коэффициента трения до 0,02. Стабилизация коэффициента трения начинается при температуре масла $T_m = 30$ °С.

Как видно из рис. 2, при предварительном нагреве масла до 70 °С температура и коэффициент трения в зубчатом зацеплении существенно выше, чем при температуре $T_m = 20$ °С. Это объясняется разрушением смазочной пленки в зоне контакта.

Физическое моделирование работы подшипников качения. Для моделирования процессов смазывания подшипниковых узлов разработана экспериментальная установка (рис. 3) [6, 7].

Технические характеристики экспериментальной установки обеспечивают возможность моделирования процессов, контактного взаимодействия в подшипниковых узлах роликов секций машин непрерывного литья заготовок (МНЛЗ).

При эластогидродинамической смазке [8] основным параметром, влияющим на долговечность подшипника качения, являются кон-

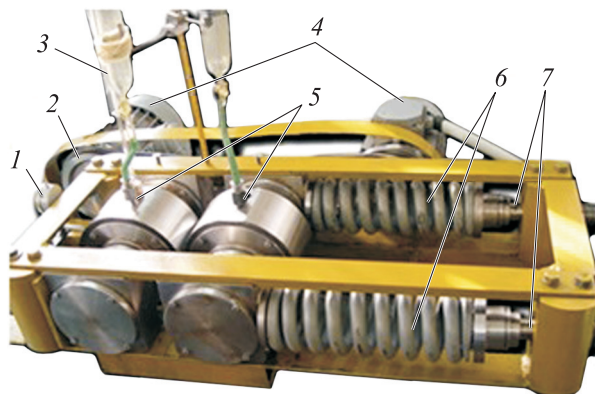


Рис. 3. Внешний вид экспериментальной установки для моделирования процессов смазывания подшипниковых узлов

тактные напряжения и толщина пленки смазочного материала. Поэтому при расчете технических характеристик экспериментальной установки с использованием положения теории подобия [9] масштабные коэффициенты по толщине пленки смазочного материала и контактные напряжения приняты равными единице.

Экспериментальная установка для моделирования процессов смазывания подшипниковых узлов работает следующим образом. Смазочный материал через отверстия 5 подается в подшипники на $1/3$ диаметра роликов, которые подвергают определенной радиальной нагрузке с помощью винтовых нажимных устройств 7. Величина нагружения определяется по деформации пружин 6. Валы приводятся во вращение электродвигателями 4 через клиноременные передачи 2.

Возникающие в подшипниках моменты сопротивления качению передаются на упругий элемент и фиксируются измерительным устройством 1. Температура подшипниковых узлов контролируется через каждые 5 °С измерителями температуры 3, размещенными в отверстиях роликов.

На установке фиксировались момент сопротивления от проворачивания наружного кольца подшипника качения вследствие трения, температура разогрева подшипниковых узлов при различных значениях угловой скорости ведущего вала и смазочных материалах разного класса вязкости.

По измеренному моменту сопротивления качению M рассчитывали силу трения F и температуру масла в зоне контакта T_k .

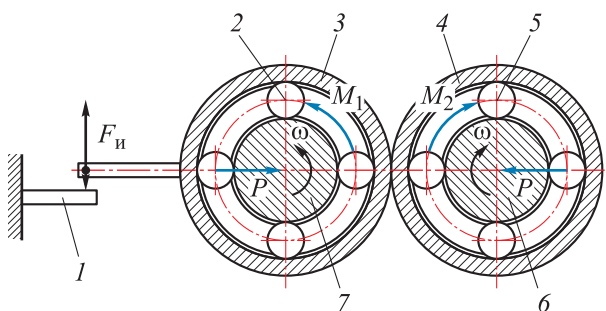


Рис. 4. Схема нагружения экспериментальной установки для моделирования процессов смазывания подшипниковых узлов:

- 1 — упругий элемент;
- 2 и 5 — подшипники качения;
- 3 и 4 — обоймы;
- 6, 7 — приводные валы

Температура масла в зоне контакта [9, 10]

$$T_k = T_0 + 2,5 \cdot 10^4 A M \omega,$$

где T_0 — объемная температура подшипникового узла, °C; A — внешняя охлаждающая поверхность подшипникового узла, мм²; M — момент трения на подшипниковом кольце подшипника, Н·м; ω — частота вращения ведущего вала, с⁻¹.

Момент сопротивления качению является функцией вязкости минерального масла, которая зависит от его температуры и контактных напряжений.

Схема нагружения экспериментальной установки для моделирования процессов смазывания подшипниковых узлов приведена на рис. 4. Для измерения моментов трения первого M_1 и второго M_2 подшипников качения на экспериментальной установке использовали измерительное устройство, с помощью которого фиксировали изгибающую нагрузку $F_{и}$ от моментов сопротивления в подшипниках качения 2, 5.

Масло поступало в подшипниковые узлы через определенные интервалы времени (порционно), тем самым создавались условия, максимально приближенные к эксплуатации оборудования, смазываемого централизованными системами или системой масло — воздух.

На экспериментальной установке исследовали процессы смазывания подшипниковых узлов роликовых секций МНЛЗ, рабочих валков чистовой группы клетей и отводящего рольганга стана 2000 горячей прокатки и промежуточных роликов реверсивного стана 2500 холодной прокатки ПАО «ММК».

Моделирование условий работы подшипниковых узлов роликов МНЛЗ. Технологическая линия радиальной МНЛЗ состоит из двух участков — радиального и прямолинейного, на которых установлены неприводные и приводные роликовые проводки с одиннадцатью и тринадцатью роликовыми секциями.

Чтобы оценить эффективность системы смазки подшипниковых опор роликов радиального участка МНЛЗ, необходимо определить диапазоны нагрузки на подшипники.

Полная сила, действующая на опоры нижних роликов на радиальном участке МНЛЗ [10],

$$P_n = N + Q + 2G_p,$$

где N — усилие от действия ферростатического давления жидкой фазы слитка; Q — сила тяжести слитка, направленная по радиусу; G_p — сила тяжести ролика.

Усилие от действия ферростатического давления жидкой фазы слитка

$$N = \rho b R^2 [(\varphi_2 - \varphi_1) \sin \varphi_0 + (\cos \varphi_2 - \cos \varphi_1)],$$

где ρ — плотность жидкой стали, $\rho = 7000$ кг/м³; b — ширина жидкой фазы слитка; R — радиус кривизны криволинейного участка; φ_2, φ_1 — углы, координирующие положение ролика; φ_0 — угол, определяющий положение мениска металла в кристаллизаторе.

Ширина жидкой фазы слитка уменьшается по мере его движения вследствие нарастания корки на боковых поверхностях:

$$b = B - 2\delta.$$

Здесь B — ширина слитка, δ — толщина корки,

$$\delta = k\sqrt{t},$$

где k — коэффициент, зависящий от условий охлаждения слитка, для радиальных участков роликовых проводок $k = 2,6$; t — время кристаллизации, $t = l/v_n$ (l — путь, пройденный заготовкой; v_n — скорость литья).

Силу тяжести слитка, приходящуюся на один ролик, считаем приложенной в одной точке и раскладываем на две составляющие — нормальную силу, действующую по радиусу, и тангенциальную, касательную к дуге окружности.

Необходимая в данном расчете нормальная составляющая

$$Q = Q_{сл} \sin \varphi_p,$$

где $Q_{сл}$ — вес слитка; φ_p — угол, определяющий положение ролика относительно горизонтали.

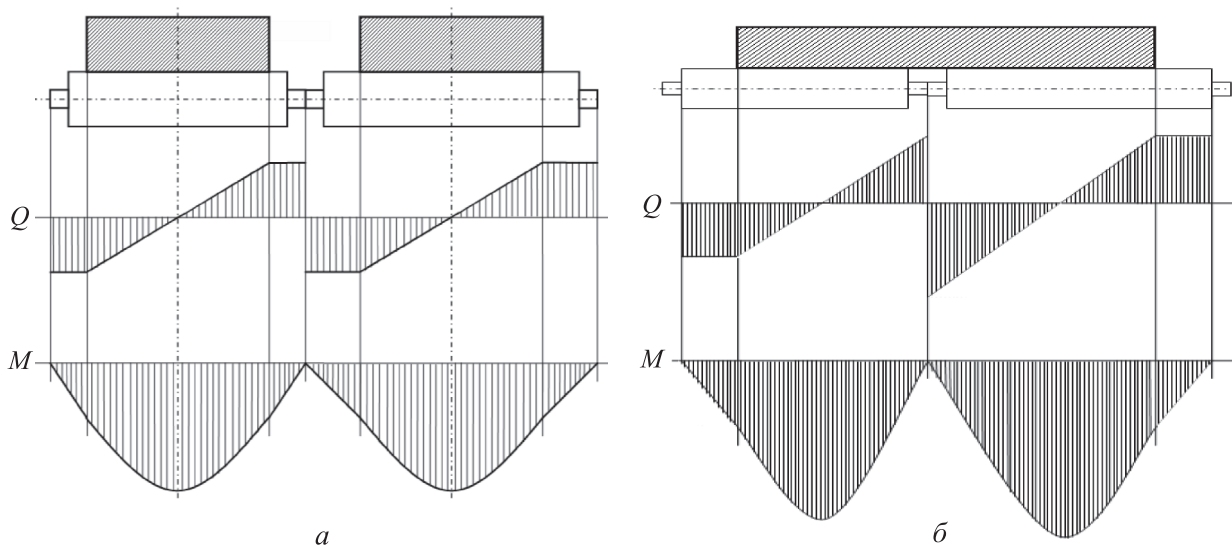


Рис. 5. Эпюры изгибающего момента M и поперечной силы Q при разливке в четыре (а) и два ручья (б)

Будем считать, что на ролик приходится вес слитка, длина которого равна расстоянию между роликами.

В расчетах необходимо учесть различные режимы разливки: в два или четыре ручья. Разливка в четыре ручья возможна при ширине сляба 750...1050 мм. В этом случае каждый сляб по всей ширине полностью опирается на один ролик, и сила, действующая на опоры роликов, распределена между подшипниковыми узлами равномерно (рис. 5, а).

При разливке в два ручья с учетом разной длины роликов нагрузка на опоры распределена неравномерно: на внутренние подшипники приходится ее большая часть (рис. 5, б)

Анализ результатов расчета позволяет сделать вывод, что нагрузка на опоры роликов секций 3–4 МНЛЗ зависит от режима разливки. Максимальное значение силы, действующей на опоры роликов, не превышает 32 кН.

На кристаллизаторе и роликовых секциях установлены однорядные шариковые и двухрядные роликовые подшипники качения. Эти подшипники работоспособны при нагрузке, превышающей 200 кН, и частоте вращения более 2000 мин⁻¹. Общее количество подшипников составляет около 1000 ед. на одной МНЛЗ.

Статистика по выходу подшипников качения из строя показывает, что их расход составляет около 270 ед. в месяц, несмотря на расчетную долговечность, достигающую двух лет. Основным параметром, определяющим работоспособность подшипников качения по критерию усталостной выносливости, является контактное

напряжение, возникающее в местах контакта тел качения с беговыми дорожками колец.

Нагрузка на тела качения в зависимости от их положения в процессе вращения постоянно изменяется, принимая значения от нуля до максимума (пульсирующий цикл). Действующая на подшипники общая радиальная нагрузка R воспринимается лишь телами качения, расположенными по одну сторону диаметрального сечения, а наибольшая нагрузка — телом качения, находящимся на линии действия усилия R .

Физическое моделирование передачи с парой трения винт — гайка скольжения. Лабораторная установка, оснащенная машиной трения СМЦ-2 (рис. 6), позволяет провести исследования износостойкости пар трения, по схемам ролик — ролик, вал — втулка, ролик — колод-



Рис. 6. Внешний вид лабораторной установки: 1 — машина трения СМЦ-2; 2 — шкаф коммутации; 3 — блок обработки и преобразования информации (программируемый логический контроллер)

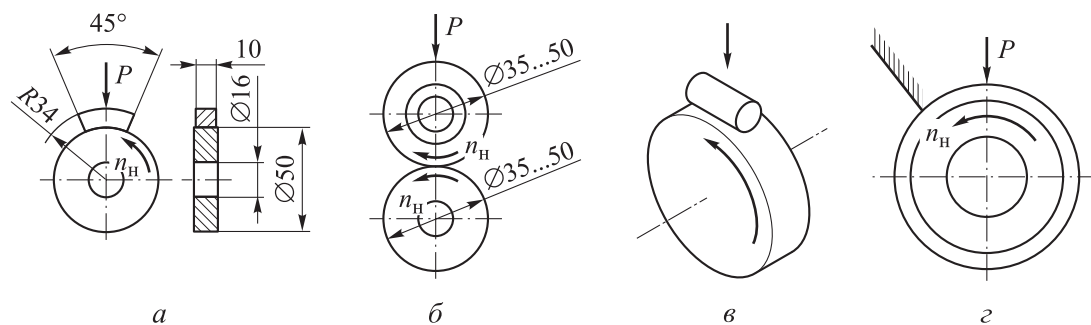


Рис. 7. Схемы проведения испытаний на машине трения, работающей по разным схемам:
 а — ролик — колодка; б — ролик — ролик; в — ролик — обойма; г — вал — втулка;
 n_n — частота вращения нижнего ролика

ка, ролик — обойма (рис. 7). При проведении испытаний дополнительно предусмотрена подача жидкого смазочного материала или использование дополнительной оснастки.

Программное обеспечение позволяет создать условия нестационарного движения для смазанной пары трения, а измерительное оборудование — численно определить проскальзывание образцов (при испытании по схеме ролик — ролик с одним приводным роликом) [11–13].

Лабораторная установка выполняет следующие функции:

- автоматизированное управление режимами разгона, торможения и равномерного движения (максимальное ускорение 4 м/с^2);
- активное управление частотой вращения испытуемого образца (ее максимальное значение 1200 мин^{-1});
- отслеживание текущих скоростей вращения приводных валов;
- определение скорости взаимного проскальзывания смазанной пары трения ролик — ролик в режимах равноускоренного движения с одним приводным (нижним) роликом;
- определение температуры контактной поверхности образцов после проведения испытаний.

Погрешность измерения измерительной системы составляет $\pm 1,5 \%$;

Физическому моделированию процесса изнашивания пары трения винт — гайка скольжения подвергали систему вертикальной установки валков стана 2500 горячей прокатки ПАО «ММК», включающую в свой состав бронзовую гайку и нажимной винт со следующими параметрами: наружный диаметр — 600 мм; шаг резьбы — 48 мм; высота профиля резьбы — 36 мм.

Для проведения лабораторных испытаний принято допущение [14], что исследование си-

ловых соотношений в паре трения скольжения будет основано на представлении развертки витка резьбы и вырождении его в наклонную плоскость, где ползун выполняет роль гайки.

На основании указанного упрощения схема проведения испытаний на износостойкость пары трения винт — гайка скольжения должна проводиться с применением схемы ролик — колодка (рис. 7, а и 8).

Лабораторные испытания выполняли на основе использования теории подобия из предположения, что отношение абсолютных значений исследуемых величин должно быть равно единице, т. е. значения, регистрируемые в реальной системе и полученные в ходе исследований на модельной установке должны быть одинаковыми.

В качестве исследуемого параметра выбрана удельная нагрузка (отношение нагрузки к единице площади), действующая в резьбовом соединении. Путь трения составлял 7,36 м (что эквивалентно 47 оборотам ролика установки), окружная скорость ролика — 1,88 м/с; осевая нагрузка — 578 Н.

Значения интенсивности изнашивания I , полученные путем экспериментальных и лабо-



Рис. 8. Внешний вид оснастки для проведения испытаний по схеме ролик — колодка

Номер испытания	Интенсивность изнашивания $I \cdot 10^{-6}$, мм ³ /(Н·м)	
	Эксперимент	Модель
1	11,00	10,57
2	8,09	7,75
3	10,30	9,81

раторных исследований для пары трения винт — гайка скольжения, приведены в таблице.

Из таблицы следует, что результаты проведенного физического моделирования хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Выводы

1. Для проведения ускоренных испытаний по определению износостойкости деталей и узлов механических передач создан комплекс лабораторного оборудования, позволяющего

осуществлять физическое моделирование процессов контактного взаимодействия возникающих при эксплуатации зубчатых, фрикционных передач и подшипников качения, передач с парой трения винт — гайка скольжения и резьбовых соединений.

2. В качестве примера практического применения разработанных методов исследованы процессы смазывания подшипниковых узлов роликовых секций МНЛЗ, рабочих валков чистой группы клетей и отводящего рольганга стана 2000 горячей прокатки, промежуточных роликов реверсивного стана 2500 холодной прокатки. Проведенные исследования позволили предложить рациональные способы и режимы смазывания для реальных объектов ПАО «ММК».

3. Точность измерительных систем лабораторных установок составляет $\pm 1,5\%$, что подтверждено калибровкой систем учета данных, проведенной независимой аккредитованной организацией.

Литература

- [1] Платов С.И., Чумиков А.М., Жиркин Ю.В. и др. *Стенд для испытания зубчатых передач*. Патент РФ 88445. Заявл. 29.06.2009, опубл. 10.11.2009.
- [2] Терентьев Д.В., Платов С.И., Огарков Н.Н. и др. Исследование свойств смазочных материалов при эксплуатации редукторов скиповых лебедок доменных печей. *Черные металлы*, 2017, № 8, с. 34–37.
- [3] Терентьев Д.В. Исследование количества твердых осадений и пути их уменьшения с целью повышения ресурса узлов и механизмов доменных печей. *Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова*, 2017, т. 15, № 2, с. 28–34, doi: <https://doi.org/10.18503/1995-2732-2017-15-2-28-34>
- [4] Терентьев Д.В., Платов С.И., Жиркин Ю.В. и др. Физическое моделирование условий эксплуатации зубчатых зацеплений редукторов скиповых лебедок доменных печей. *Известия ТулГУ. Технические науки*, 2017, № 2, с. 208–218.
- [5] Огарков Н.Н., Платов С.И., Шеметова Е.С., и др. Маслосъемность контактных поверхностей в процессах обработки металлов давлением. *Металлург*, 2017, № 1, с. 79–82.
- [6] Жиркин Ю.В., Мироненков Е.И., Дудоров Е.И. Физическое моделирование режима смазки подшипниковых узлов рабочих валков прокатных станов. *Известия высших учебных заведений. Черная металлургия*, 2007, № 4, с. 54–56.
- [7] Жиркин Ю.В., Железков О.С., Мироненков Е.И. и др. *Установка для измерения момента сопротивления в подшипниках качения*. Патент РФ 55130. Заявл. 20.02.2006, опубл. 27.07.2006.
- [8] Пузик Е.А., Жиркин Ю.В. Аналитическо-экспериментальное определение параметров ЭГД-смазки в подшипниках качения опор рабочих валков стана 2000 горячей прокатки. *Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова*, 2010, № 4, с. 52–56.
- [9] Пузик Е.А., Жиркин Ю.В., Мироненков Е.И. Исследование условий реализации ЭГД — смазки в подшипниках качения рабочих валков прокатных клетей «КВАРТО». *Производство проката*, 2011, № 7, с. 44–46.
- [10] Жиркин Ю.В., Пузик Е.А. Аналитическо-экспериментальное определение температурного коэффициента режима ЭГД-смазки. *Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова*, 2013, № 1, с. 73–75.

- [11] Харченко М.В., Дема Р.Р., Нефедьев С.П. и др. Универсальный испытательный комплекс по определению триботехнических характеристик смазочных материалов на базе серийной машины трения СМЦ-2. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2017, № 10, с. 60–68, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2017-10-60-68>
- [12] ASTM D 2782–20. *Standard test method for measurement of extreme-pressure properties of lubricating fluids (Timken method)*, doi: <https://doi.org/10.1520/D2782-20>
- [13] ГОСТ Р 51860–2002. *Обеспечение износостойкости изделий. Оценка противоизносных свойств смазочных материалов методом «шар-цилиндр»*. Москва, Госстандарт, 2002. 10 с.
- [14] Иванов М.Н. *Детали машин*. Москва, Высшая школа, 1976. 399 с.

References

- [1] Platov S.I., Chumikov A.M., Zhirkin Yu.V. et al. *Stend dlya ispytaniya zubchatykh peredach* [Gear test stand]. Patent RF 88445. Appl. 29.06.2009, publ. 10.11.2009. (In Russ.).
- [2] Terent'yev D.V., Platov S.I., Ogarkov N.N. et al. Study on properties of lubricants at exploitation of blast furnaces skip winches. *Chernye metally*, 2017, no. 8, pp. 34–37. (In Russ.).
- [3] Terent'yev D.V. Studying the amount of solid deposit and the ways to reduce it in order to extend the life of blast furnace components. *Vestnik Magnitogorskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. G.I. Nosova* [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University], 2017, vol. 15, no. 2, pp. 28–34, doi: <https://doi.org/10.18503/1995-2732-2017-15-2-28-34> (in Russ.).
- [4] Terent'yev D.V., Platov S.I., Zhirkin Yu.V. et al. Physical modelling of service conditions of reduction gearing of blast-furnace skip winches. *Izvestiya TulGU. Tekhnicheskie nauki* [News of the Tula state university. Technical sciences], 2017, no. 2, pp. 208–218. (In Russ.).
- [5] Ogarkov N.N., Platov S.I., Shemetova E.S., et al. Oil absorption capacity of the contact surfaces in metal-forming processes. *Metallurg*, 2017, no. 1, pp. 79–82. (In Russ.). (Eng. version: *Metallurgist*, 2017, vol. 61, no. 1–2, pp. 58–62, doi: <https://doi.org/10.1007/s11015-017-0454-4>)
- [6] Zhirkin Yu.V., Mironenkov E.I., Dudorov E.I. Lubrication of working-roller bearings in rolling mills. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Chernaya metallurgiya*, 2007, no. 4, pp. 54–56. (In Russ.). (Eng. version: *Steel Transl.*, 2007, vol. 37, no. 4, pp. 350–352, doi: <https://doi.org/10.3103/S0967091207040080>)
- [7] Zhirkin Yu.V., Zhelezkov O.S., Mironenkov E.I. et al. *Ustanovka dlya izmereniya momenta soprotivleniya v podshipnikakh kacheniya* [Plant for measurement of resistance moment in rolling bearings]. Patent RU 55130. Appl. 20.02.2006, publ. 27.07.2006. (In Russ.).
- [8] Puzik E.A., Zhirkin Yu.V. Analytical and experimental method used for parameters definition in rolling bearings of the supports of working rollers in the hot rolling mill 2000. *Vestnik Magnitogorskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. G.I. Nosova* [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University], 2010, no. 4, pp. 52–56. (In Russ.).
- [9] Puzik E.A., Zhirkin Yu.V., Mironenkov E.I. Investigation into conditions of elastohydrodynamic lubrication in the rolling bearings of the working rolls of quarto mill stands. *Proizvodstvo prokata* [Rolled Products Manufacturing], 2011, no. 7, pp. 44–46. (In Russ.).
- [10] Zhirkin Yu.V., Puzik E.A. Analytical and experimental method used for definition the temperature coefficient of the elasto-hydrodynamic lubrication. *Vestnik Magnitogorskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. G.I. Nosova* [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University], 2013, no. 1, pp. 73–75. (In Russ.).
- [11] Kharchenko M.V., Dema R.R., Nefed'yev S.P. et al. A universal test facility for determining tribotechnical characteristics of lubricants based on the serial friction machine SMTs-2. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2017, no. 10, pp. 60–68, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2017-10-60-68> (in Russ.).
- [12] ASTM D 2782–20. *Standard test method for measurement of extreme-pressure properties of lubricating fluids (Timken method)*, doi: <https://doi.org/10.1520/D2782-20>
- [13] GOST R 51860–2002. *Obespechenie iznosostoykosti izdeliy. Otsenka protivvoiznosnykh svoystv smazochnykh materialov metodom «shar-tsilindr»* [State standard GOST R 51860–2002.

- Products wear resistance assurance. Evaluation of lubrication materials antiwear properties by "ball-cylinder" method]. Moscow, Gosstandart Publ., 2002. 10 p. (In Russ.).
- [14] Ivanov M.N. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1976. 399 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 08.06.2022

Информация об авторах

ХАРЧЕНКО Максим Викторович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Механика». ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова» (455000, Челябинская область, Магнитогорск, Российская Федерация, пр. Ленина д. 38, e-mail: kharchenko.mv@bk.ru).

ТЕРЕНТЬЕВ Дмитрий Вячеславович — доктор технических наук, профессор кафедры «Машины и технологии обработки давлением и машиностроения». ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова» (455000, Челябинская область, Магнитогорск, Российская Федерация, пр. Ленина д. 38, e-mail: dtnterentyev@mail.ru).

ПЛАТОВ Сергей Иосифович — доктор технических наук, профессор кафедры «Машины и технологии обработки давлением и машиностроения». ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова» (455000, Челябинская область, Магнитогорск, Российская Федерация, пр. Ленина д. 38, e-mail: psipsi@mail.ru).

КИНЗИНА Ирина Ивановна — кандидат физико-математических наук, доцент кафедры «Физика». ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова» (455000, Челябинская область, Магнитогорск, Российская Федерация, пр. Ленина, д. 38, e-mail: kinzina@mail.ru).

Information about the authors

KHARCHENKO Maksim Viktorovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Mechanics. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Magnitogorsk State Technical University named after G.I. Nosov (455000, Chelyabinsk Region, Magnitogorsk, Lenin Ave., Bldg. 38, e-mail: kharchenko.mv@bk.ru).

TERENTYEV Dmitry Vycheslavovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Machines and technologies for forming and mechanical engineering. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Magnitogorsk State Technical University named after G.I. Nosov (455000, Chelyabinsk Region, Magnitogorsk, Lenin Ave., Bldg. 38, e-mail: dtnterentyev@mail.ru).

PLATOV Sergey Iosifovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Machines and Technologies for forming and mechanical engineering. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Magnitogorsk State Technical University named after G.I. Nosov (455000, Chelyabinsk Region, Magnitogorsk, Lenin Ave., Bldg. 38, e-mail: psipsi@mail.ru).

KINZINA Irina Ivanovna — Candidate of Science (Physics and Maths), Associate Professor, Department of Physics. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Magnitogorsk State Technical University named after G.I. Nosov (455000, Chelyabinsk Region, Magnitogorsk, Lenin Ave., Bldg. 38, e-mail: kinzina@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Харченко М.В., Терентьев Д.В., Платов С.И., Кинзина И.И. Физическое моделирование контактного взаимодействия механических передач технологических машин. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 10, с. 45–54, doi: 10.18698/0536-1044-2022-10-45-54

Please cite this article in English as:

Kharchenko M.V., Terentyev D.V., Platov S.I., Kinzina I.I. Physical Modeling of Contact Interaction of Mechanical Gears of Technological Machines. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 10, pp. 45–54, doi: 10.18698/0536-1044-2022-10-45-54