

позволяет обобщить описание различных кругов и схем с позиций стереологии и векторного поля.

Список литературы: 1. Байкалов А.К. Введение в теорию шлифования материалов. – Киев: Наукова думка, 1978. – 207с. 2. Федорович В.О. Розробка наукових основ та способів практичної реалізації управління пристосованістю при алмазному шліфуванні надтвердих матеріалів: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.03.01 / Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». – Харків, 2002. – 33с. 3. Мишнаевский Л.Л. Износ шлифовальных кругов. – Киев: Наукова думка, 1982. – 192с. 4. Королев А.В., Новоселов Ю.К. Теоретико-вероятностные основы абразивной обработки. Часть 1. Состояние рабочей поверхности инструмента. – Саратов: изд-во Саратовского университета, 1987. – 160с. 5. Байков А.В. Моделирование алмазных зерен для инструмента с ориентированным их расположением // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сборник научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 1997. – Вып. №4. – С.12-18. 6. Полтавец В.В., Матюха П.Г. Модель зерна на рабочей поверхности круга при алмазном шлифовании // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научн. трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2000. – Вып.13. – С.94-98. 7. Гусев В.В., Калафатова Л.П. Вплив стану робочої поверхні алмазного інструмента на процес шліфування крихких неметалевих матеріалів // Вісник ЖДТУ - №2 (26). – 2003. – С.49-54. 8. Чернявский К.С. Стереология в металловедении – М.: Металлургия, 1977. – 480с.

Сдано в редакцию 28.05.07

КОМПЛЕКСНОЕ ВЛИЯНИЕ СМАЗКИ НА ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ ПЕРЕДАЧ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Гутыря С.С., Мотулько Б.В. (Одес. нац. политехн. ун-т, г. Одесса, Украина)

Basing on the analysis of correlative influences the oil characteristic parameters and conditions of the load transmission in gears were realized. The dimensionless parametrical complexes, that mean the similarity criteria of the investigated process, were determined. The special stand on base of the roller friction machines were designed for simulation of the complexes indicated and for the investigation of their displaying in the dynamic loaded lubricated contact of the gearing elements.

Многокритериальная и объективная оценка технического уровня современных конструкций передач зацеплением достигается использованием необходимой и достаточной системы физически-информативных показателей качества, формируемой кибернетическими методами [1]. Для решения задач локальной оптимизации основных компонентов конструкции в качестве критериальных могут использоваться комплексные и единичные показатели качества, отвечающие требованиям независимости по предпочтению для потребителя, достаточной информативности и чувствительности, временной состоятельности и управляемости. В условиях непрерывного повышения уровня передаваемых мощностей и стабилизации показателя удельной массы для приводов машин решение проблемы оптимального подбора смазочных материалов по критериям работоспособности зубчатых и червячных передач является одним из наиболее эффективных направлений для дальнейшего технического совершенствования [2].

При гидродинамическом (жидкостном) или граничном (полужидкостном) трении масляный слой не только существенно влияет на повреждаемость зубьев, потери на трение и температуру в контакте, но и исполняет роль упругой среды, демпфирующей удары и перераспределяющей удельные нагрузки по длине контактных линий. Так, для закрытых эвольвентных передач с поверхностно-упрочненными химико-термической обработкой зубьями наиболее актуальным является предотвращение глубинных (подслойных) повреждений, обусловленных концентрацией нагрузки в зацеплении, критериальным показателем которой является коэффициент K_B [3]. В передачах с объемно закаленными зубьями, при малых и средних окружных скоростях (условная граница $V_{окр} \leq 35$ м/с), технический уровень конструкций ограничен предельными нагрузками по изгибной выносливости W_F или заеданию W_S . Целевое повышение величин W_F или W_S достигается оптимальным сочетанием параметров геометрии зацепления и точности изготовления, модификацией поверхностей зубьев для равномерного распределения передаваемых нагрузок, повышением механических свойств материалов и совершенствованием технологий финишной обработки зубьев, эмпирическим подбором смазочных масел и присадок, адаптированных к условиям эксплуатации передачи. Однако, на этапе проектирования указанных конструкций зубчатых передач влияние масляного слоя в зацеплении не учитывается.

Низкотемпературное заедание (атермическое схватывание) возникает значительно реже, чем высокотемпературное, и наблюдается, в основном, в тихоходных, тяжело нагруженных передачах, если гидродинамический эффект недостаточен для образования несущего слоя смазки. Вследствие низкой температуры химические процессы образования твердых защитных пленок на поверхностях трения замедляются или отсутствуют. В таких условиях основой защиты зубьев является применение высоковязких малоочищенных остаточных масел с повышенной концентрацией поверхностно-активных веществ.

В высокоскоростных эвольвентных передачах ($V_{окр} > 35$ м/с) возможность возникновения процесса заедания, как основной формы молекулярно-механического изнашивания, определяется соотношением времени, необходимого для эффективного химического взаимодействия смазки с микроучастками чистого металла, и среднего времени контактирования рабочих поверхностей зубьев. При эксплуатации машин и механизмов содержание воды в смазочном масле может достигать 1%, в результате рабочая среда является одновременно поверхностно-активной и коррозионно-агрессивной, что приводит к понижению контактной и изгибной выносливости зубьев в связи с электрохимическим воздействием на поверхности, образующиеся при развитии усталостных трещин. В лабораторных условиях установлено, что интенсивность заедания увеличивается с ростом контактных напряжений (или давлений P_0), скорости скольжения V_C и температуры T в зоне контакта. До настоящего времени отсутствует универсальный критерий, однозначно характеризующий возможность возникновения заедания при различных режимах трения и условиях смазывания.

В основу современных методов исследований и расчетов положены следующие научные гипотезы:

– интенсивное заедание наиболее вероятно, если отношение толщины слоя смазки h_0 к среднеквадратическому отклонению высоты микронеровностей меньше некоторого предельного значения [2];

– задира происходит в случае, если мгновенная температура в зоне контакта превышает некоторое критическое значение T_{CR} для определенного сочетания материалов трущихся поверхностей и сорта масла [4];

– заедание наступает, если интенсивность мощности сил трения в контакте fP_0V_C превышает определенную величину [5].

Следовательно, отмеченные физико-механические характеристики масляной пленки в условиях нагруженного контакта элементов зацепления, а именно минимальная толщина h_0 , критическая температура T_{CR} и коэффициент трения f , могут быть приняты комплексными критериальными показателями, определяющими начало и протекание процесса заедания.

Внутренние динамические нагрузки в зубчатом зацеплении, несмотря на применяемые конструктивные и технологические меры по их снижению, остаются мощным источником вибрации и повышенной акустической эмиссии, что существенно понижает конкурентоспособность соответствующих средне - и высокоскоростных передач при сопоставлении с другими современными конструкциями привода, в частности, электрическим, гидравлическим, пневматическим. Такое положение объясняется интенсивным динамическим взаимодействием профилей зубьев в процессе пересопряжения, имеющим стохастический характер (зависит от геометрии зацепления, конструкции зубчатых колес, точности изготовления). Рабочие поверхности зубьев для передачи любой точности изготовления помимо скорости движения, направленной по касательной к площадкам контакта, обладают также скоростью, направленной по нормали (периодически сближаются или удаляются друг от друга). При этом характер динамических явлений в зацеплении зависит от соотношения между периодом собственных колебаний Π и временем реализации различных фаз зацепления. Как правило, для тихоходных и среднескоростных передач затухание собственных колебаний колес происходит за время каждой из последовательных фаз зацепления зубьев, а для быстроходных – период Π может превышать время нескольких пересопряжений. В результате повышается вероятность возникновения и интенсивность протекания резонансных явлений. В передачах с зацеплением Новикова, толщина масляного слоя приблизительно в два раза больше, чем в эвольвентных передачах, что обеспечивает большую плавность работы. Одновременно происходит более интенсивное передвижение объемов масла к торцам зубчатых колес – “бомбардировка” стенок корпуса и, в результате, повышение уровня акустической эмиссии редукторов с зацеплением Новикова.

При назначении определенной жидкой смазки принимают во внимание, прежде всего, ее динамическую η или кинематическую ν вязкость. Более вязкие масла лучше демпфируют динамические нагрузки в зацеплении и понижают шумность передач, одновременно масло с меньшей вязкостью интенсивнее отводит тепло от зубчатых колес, лучше разбрызгивается и эффективнее смазывает подшипники качения, легче прокачивается через фильтры и холодильники. При увеличении вязкости улучшаются условия для создания гидродинамической масляной пленки, разделяющей смазываемые поверхности и предотвращающей их непосредственный металлический контакт, уменьшается вероятность повреждения рабочих поверхностей. Вязкость масла оказывает влияние на величину коэффициента трения f аналогичное влиянию скорости скольжения: при больших значениях η , ν повышается несущая способность масляного слоя и одновременно увеличиваются силы сопротивления вязкому сдвигу. В итоге коэффициент трения f уменьшается незначительно. Одна из наиболее

распространенных рекомендаций относительно выбора вязкости масла для смазывания тяжело нагруженных зубчатых передач имеет вид

$$v_{50^0} = (100 \dots 200) / V_{\text{окр}}^{0,4}, \text{ сСт.} \quad (1)$$

В червячных передачах, рассчитываемых на эксплуатацию в условиях полужидкостного трения, на начальной стадии заедания наблюдается повышенный износ зубьев колеса, а коэффициент f является возрастающей функцией контактных напряжений, вплоть до достижения максимума при задире. Значительное влияние на величину f оказывает химический состав масел и присадок к ним, а соответствующие минимальные значения достигнуты при смазывании растительными маслами.

Критическая температура T_{CR} соответствует температуре потери ориентации адсорбированных на поверхности металла молекул масла и, в соответствии с гипотезой Г. Блока, остается постоянной независимо от режима и условий трения. Значения T_{CR} определяются экспериментально в лабораторных условиях на машинах трения. Например, для хорошо очищенных минеральных масел установлен диапазон значений $T_{CR} = 115 \dots 180^0 \text{C}$ [6].

Для обеспечения эксплуатационной надежности высоконагруженных червячных передач в повторно-кратковременном режиме, т.е. в условиях граничного трения, необходимо учитывать возможность прогорания масляной пленки на вершинах микронеровностей. Температуру прогорания T_{Π} определяют экспериментально, однако в связи с большим разбросом получаемых значений эту величину не целесообразно нормировать и применять в числе критериальных показателей качества смазки. Испытания на заедание образцов типа “стальной ролик — бронзовая обойма”, моделирующих условия трения в червячном глобоидном зацеплении, показали, что величина T_{Π} всегда ограничена сверху нормируемой в технической документации на смазку величиной температуры вспышки масла в открытом тигле T_B , что позволяет использовать приближенную подстановку $T_{\Pi} \cong 0,8T_B$ [6]. При уменьшении шероховатости рабочей поверхности стального ролика от величины $R_z = 0,63 \text{ мкм}$ до значений $(0,25 \dots 0,3) \text{ мкм}$ при смазывании маслом МТ-16П достигнуто понижение средней температуры образцов на $15 \dots 20^0 \text{C}$, а предельная нагрузка по заеданию увеличилась на $12 \dots 20\%$. Аналогичный, но более значительный эффект зафиксирован при применении масла Mobilgear 632, отличающегося наличием гидролитически стабильных, противоизносных и антифрикционных присадок, а также жирных кислот растительного происхождения. Противозадирные присадки образуют на поверхностях трения смазывающие твердые пленки, что позволяет избежать заедания даже при высоких температурах в контакте. Одновременно отмечено повышение интенсивности электрохимического износа на поверхностях трения, что отрицательно влияет на долговечность элементов зацепления и подшипниковых узлов.

Объем масляной ванны в редукторе должен быть достаточным, чтобы замедлить старение масла, создать условия для отстоя продуктов изнашивания и самое главное — обеспечить оптимальные условия для трения при установившемся тепловом режиме работы передачи. Если объемная температура масла не превышает предельно допустимое значение $[T]$, то масло сохраняет расчетную вязкость и выполняет свои функции в пределах установленного срока службы. Для минеральных масел установлено значение $[T] = (80 \dots 95)^0 \text{C}$, а при использовании специальных присадок или синтетических масел эту величину повышают до $[T] = (100 \dots 110)^0 \text{C}$. В

зависимости от тепловой напряженности редуктора объем заливаемого масла рекомендуется в пределах 3,5... 10 л на 1 кВт потерянной мощности либо 0,35... 0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности (меньшее значение соответствует меньшей вязкости масла, и наоборот). При ограниченных размерах картера, для установления теплового баланса на необходимом уровне в современных конструкциях зубчатых и червячных редукторов применяют развитое оребрение корпуса, интенсивный обдув вентилятором, водяное охлаждение масляной ванны или циркуляционную смазочную систему.

Увеличение частоты вращения n зубчатых колес одновременно повышает скорости качения и скольжения в контакте. Предполагается, что при стационарном нагружении и пиковых давлениях в масляном слое, возникающих за счет гидродинамических сил, происходит резкое снижение толщины масляного слоя на отдельных участках трущихся поверхностей. Рост скорости качения V_k способствует уменьшению коэффициента трения и температуры зубьев, увеличению толщины масляной пленки. При этом температура масляного слоя может несколько увеличиваться. Увеличение скорости скольжения V_c уменьшает коэффициент трения, однако общее тепловыделение и температура контакта при этом увеличиваются, толщина масляной пленки уменьшается. В результате влияние скорости качения и скольжения противоположно: увеличение скорости качения способствует увеличению нагрузки заедания, а повышение скорости скольжения вызывает ее уменьшение. Интегральный характер кривой $W_s = f(n)$ в диапазоне окружных скоростей $V_{окр} \in [10...50]$, м/с, соответствует гиперболической функции. Отмеченные закономерности использованы в рекомендациях ISO/TR 13989 — 1:2000 и отражены в стандарте ФРГ на расчет нагрузочной способности цилиндрических эвольвентных передач коэффициентом Z_L , интегрально учитывающим влияние вязкости масла на допускаемые контактные напряжения [4]

$$Z_L = 0,91 + \frac{0,25}{\left(1 + \frac{112}{v_{40}}\right)^2}. \quad (2)$$

О необходимости учета в прочностных расчетах эвольвентных передач эффекта демпфирования масляным слоем вероятных или детерминированных ударных взаимодействий зубьев впервые указано проф. А.И. Петрусевичем [7]. Предложено дискретно уменьшать среднеквадратическую разность основных шагов зубьев Δ_0 , определяющую значение коэффициента динамической нагрузки в зацеплении на величину: 5 мкм при значениях $\Delta_0 > 10$ мкм и на величину $\Delta_0/2$ при $\Delta_0 < 10$ мкм. Эти рекомендации не получили широкого применения, поскольку недостаточно полно отражают динамические явления в зацеплении, в частности, не учтено перераспределение нагрузки по длине контактных линий вследствие различной интегральной жесткости контакта и изменения толщины масляной пленки в зависимости от частоты пересопряжения зубьев. Отмеченный эффект зафиксирован при тензометрировании зубьев одноступенчатого цилиндрического прямозубого редуктора в лаборатории механических передач Одесского национального политехнического университета. Установлено существенное снижение исходной неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца по мере повышения скорости $V_{окр} \in [18 \dots 40]$, м/с. Несогласованность и недостаточность используемых показателей и

критериев качества смазки передач зацеплением обусловлены сложностью и комплексным характером отображаемых процессов, что подтверждает актуальность теоретических и экспериментальных исследований всех аспектов данной научной проблемы.

Теоретическую основу для расчетов толщины масляного слоя в любой i -той точке контактной линии формирует контактно-гидродинамическая теория смазки [8]. Основные параметры, определяющие несущую способность масляной пленки (рис. 1), сгруппированы в три безразмерных параметрических комплекса – критерия подобия исследуемых процессов, интегрально отражающих определенные факторы влияния:

– скорости качения и скольжения в контакте $K_{1i} = ?(V_{1i} + V_{2i})/4R_{\Pi}E_{\Pi}$; (3)

– удельные нагрузки $K_{2i} = F_{ni} / 2R_{\Pi}E_{\Pi}L_{\Sigma}$; (4)

– упругие свойства материалов зубьев и масла $K_{3i} = 2\alpha E_{\Pi} \cdot 10^{-8}$, (5)

где V_{1i}, V_{2i} – скорости точек контакта на зубе шестерни 1 и колеса 2;

R_{Π}, E_{Π} – приведенные радиус кривизны и модуль упругости материалов зубьев;

F_{ni} – нормальное усилие в точке контакта;

L_{Σ} – суммарная длина контактных линий;

α – пьезокоэффициент вязкости масла, при высоких давлениях для машинных масел принимают $\alpha = 30 \dots 50$ МПа.

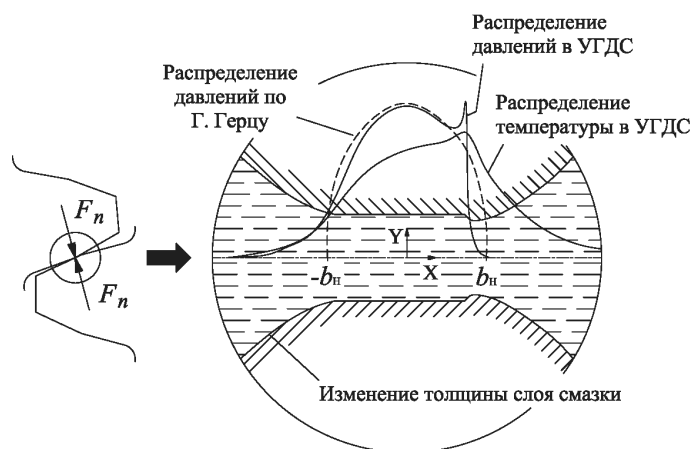


Рис. 1. Схема распределений давления, температуры и толщины масляной пленки в упругом гидродинамическом слое (УГДС): b_H – полуширина площадки контакта

В связи с многофакторностью и взаимосвязью отмеченных, одновременно протекающих, физико-химических процессов, для обеспечения возможности дифференцированного исследования в лабораторных условиях каждого из параметрических комплексов K_1, K_2, K_3 , спроектирована и изготовлена серия установок, позволяющих адекватно моделировать и контролировать основные показатели динамического взаимодействия смазанных эвольвентных зубьев в определенной фазе зацепления. Одна из таких установок (рис. 2) предназначена, преимущественно, для исследования влияния параметрического комплекса K_1 и позволяет моделировать нагруженный контакт зубьев в широком диапазоне кинематических параметров.

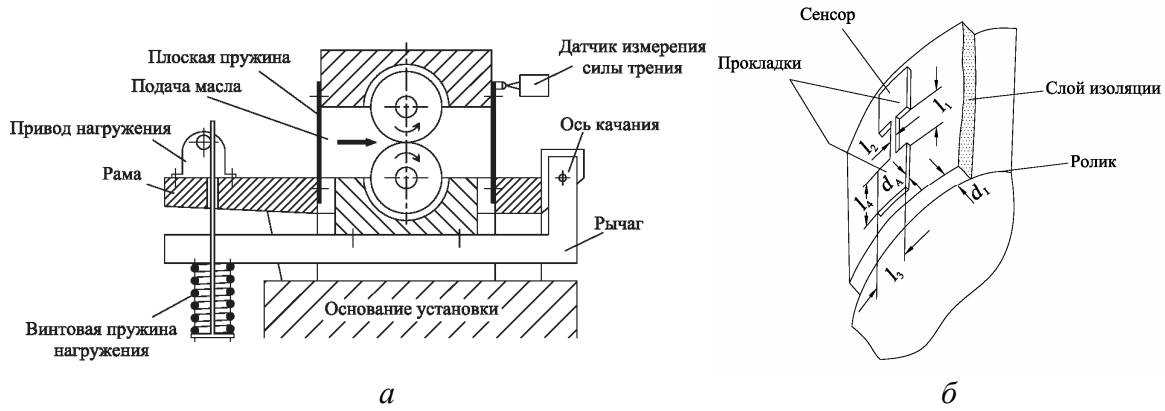


Рис. 2. Схема машины трения (а) и сенсорного датчика (б) с размерами:
 $l_1 = 0,5 \dots 1,5 \text{ мм}$; $l_2 = 5 \dots 35 \text{ мкм}$; $l_3 = 2,5 \text{ мм}$; $l_4 = 5 \dots 8 \text{ мм}$; $d_A = 0,1 \text{ мкм}$;
 $d_1 = 1 \dots 2 \text{ мкм}$

Роликовая машина трения оснащена сенсорным датчиком, разработанным в Исследовательском центре зубчатых передач Технического университета г. Мюнхена, который, с применением ионно-лучевого излучения, позволяет одновременно фиксировать давление, температуру и толщину слоя испытываемого масла. Следующая установка (рис. 3) состоит из двух цилиндрических роликов 1 и 2 с отношением размеров ширины к диаметру $L/d = 2$, установленных на весьма жестких подшипниках

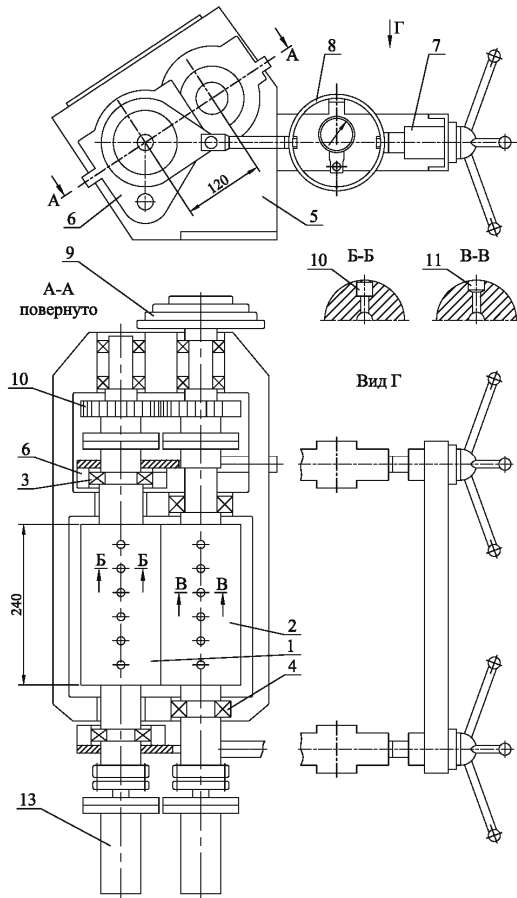


Рис. 3. Машина трения с широкими роликами

качения в корпусе 3. Машина трения обеспечивает моделирование параметрического комплекса K_2 в условиях неравномерного распределения нагрузки, критерияльным показателем которой принято расчетное значение коэффициента K_B [3]. Опоры 4 ролика 1 смонтированы на поворотных кронштейнах 5, обеспечивающих прижатие роликов через нагружающее устройство 6 с усилием, контролируемым динамометрами 7. Наличие двух нагружающих устройств позволяет моделировать определенный закон распределения нагрузки по длине L . Вращение роликов осуществляется от электродвигателя через клиноременную передачу со ступенчатым шкивом 8, обеспечивающим переменную скорость качения, и сменные шестерни 9, допускающие варьирование скорости скольжения

Измерения толщины масляного слоя и нагрузок по длине L

выполняются разрядными датчиками 10 и мембранными датчиками давления 11.

Завершает лабораторный комплекс машина трения, в которой один из роликов является сменным эксцентриком определенных размеров. При этом обеспечиваются условия динамического нагружения в контакте, адекватные условиям ударного взаимодействия пары прямых эвольвентных зубьев в заданной фазе зацепления. Установка предназначена для моделирования параметрического комплекса K_3 , позволяет изменять и контролировать силу и продолжительность удара, приведенную кривизну и упругие характеристики в нагруженном смазываемом контакте, инерционные и кинематические параметры механической системы, момент сил трения [9]. Серия предварительных испытаний и тарировок позволила достичь необходимой чувствительности и точности измерительного комплекса.

В результате экспериментально подтверждено совместное влияние вязкости масла и частоты ударного нагружения (окружной скорости) на величину динамического усиления нагрузки в контакте. Установлено, что при малых частотах динамической нагрузки размах отклонений толщины слоя смазки от среднего расчетного значения увеличивается, а при больших частотах – уменьшается вследствие значительного демпфирующего эффекта масляного слоя. По мере увеличения частоты ударных взаимодействий смазочный слой перестает реагировать на изменение давления, а величина нагрузки, определяющая наименьшую во времени толщину слоя, приближается к минимальной стационарной составляющей спектра динамических нагрузок. Аналогичный эффект наблюдается при эксплуатации точных подшипников качения, для которых с повышением частоты вращения усталостная прочность и долговечность, являющиеся функциями толщины смазочного слоя, резко возрастают. Одновременно несколько уменьшаются уровни шума и вибраций.

Следовательно, в прочностных расчетах на контактную выносливость и на заедание высокоскоростных зубчатых передач комплексное влияние критериальных параметров смазки необходимо учитывать не только при определении допускаемых напряжений, но и при установлении величины динамического усиления нагрузки из-за ударного взаимодействия зубьев.

Список литературы: 1. Gutyrya S. System Modeling of Gears Design Quality / Gutyrya S., Zablonsky K., Yaglinsky V. // VDI-Berichte. – Dusseldorf, 2005. – № 1904. — P. 417 — 434. 2. Дроздов Ю.Н. Трение и износ в экстремальных условиях / Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. — М.: Машиностроение, 1986. – 223 с. 3. Заблонский К.И. Зубчатые передачи. Распределение нагрузки в зацеплении. — К.: Техніка, 1977. – 208 с. 4. DIN 3990: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern. – Berlin: Beuth Verlag GmbH, 1987. – 120 s. 5. Castro J.D. Power dissipation – temperature scuffing criterion for FZG / Castro J.D., Seabra J.H // VDI-Berichte, 2005. – № 1904. — P. 1165 — 1184. 6. Гутьря С.С. Влияние основных параметров смазки на технический уровень высоконагруженного глобоидного редуктора / Гутьря С.С., Попель О.Е. // Труды Одес. политехн. ун-та. — Одесса, 1997. — Вып. 1(4). — С. 84 — 87. 7. Петрусевич А.И. Зубчатые передачи // Детали машин. Расчет и конструирование / Под ред. Н.С. Ачеркана. — М.: Машиностроение, 1969. — Т. 3. — С. 15 — 260. 8. Dowson D. Elastohydrodynamic Lubrication / Dowson D., Higginson G.R. — Oxford: Pergamon Press Ltd, 1977. – 320 p. 9. Гутьря С.С., Моделирование динамического нагружения зубьев передач зацеплением / Гутьря С.С., Мотулько Б.В., Трошинский Д.Д. // Тр. Одес. политехн. ун-та. — Одесса, 2005. — Вып. 1(23). — С. 25 — 28.

Сдано в редакцию 25.05.07