

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЦ ПЕРЕХОДОВ ВИДОВ ТРЕНИЯ В НЕСТАЦИОНАРНО НАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ ПО ПАРАМЕТРАМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ И ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В СМАЗКЕ

© 2006 А.М. Дзюбан

Тольяттинский государственный университет

Теоретически обоснована и экспериментально подтверждена состоятельность предложенной аналитической модели расчета, наиболее адекватно оценивающей тепловыделение в смазку для общего случая нестационарного нагружения, что, в свою очередь, позволило сформулировать положения методологии определения доли граничного трения, условий переходов видов трения и оценки на этой базе эффективности решений, повышающих работоспособность высоконагруженных подшипниковых узлов скольжения.

Стендовыми испытаниями дизеля 4Ч7,6/8 при опытной его комплектации установлено, что шатунные подшипники на режимах, главным образом, полной нагрузки отличались пониженной работоспособностью. На взаимодействующих поверхностях (рис. 1) отмечались нагортовки материала, формировались трещины, изломы, риски, царапины, натирывания, выкрашивания, отслоения антифрикционного слоя. Нарботка подшипников до предельного состояния сократилась от 3 до 5,5 раз. Работа на режимах

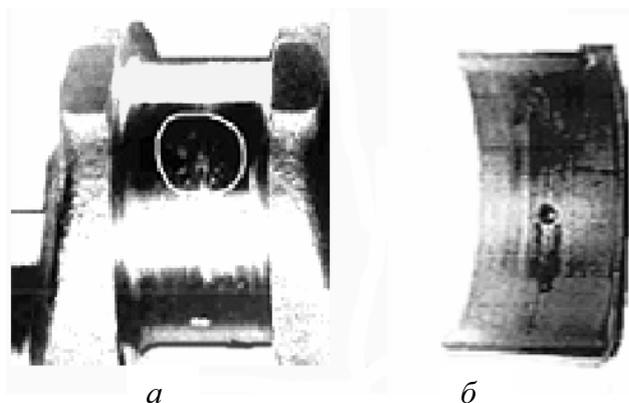


Рис. 1. Элементы шатунного подшипникового узла при наработке на безотказность в условиях стендовых испытаний: а – шейка вала, б – вкладыш. Формирование трещин, изломов, рисков, царапин, натиров, выкрашиваний, отслоений

полной нагрузки сопровождалась повышенным уровнем механических потерь при одновременном росте температуры моторного масла в поддоне дизеля за короткий промежуток времени до 130 °С, причем тенденция роста сохранялась, что требовало дополнительного охлаждения.

Подшипниковые узлы поршневых двигателей считаются высоконагруженными и

одновременно высокоресурсными элементами конструкции, последнее обеспечивается жидкостной смазкой. Состояние поверхностей подшипникового узла в данном случае, повышенное тепловыделение в моторное масло, свидетельствуют о наличии смешанного, со значительной долей граничного, трения.

Экспериментальное определение тепловыделения сводится к замерам приращения температуры и величины потока прокачиваемой смазки. Термоприемник представляет собой дифференциальную из шестнадцати спаев хромель-копелевую термопару из термоэлектродной проволоки диаметром 0,2 мм. «Холодные» спаи расположены в маслоснабжающем шатунную шейку отверстии. «Горячие» – равномерно размещались в два эшелона по границам шатунной шейки на поверхностях галтелей, крепление обеспечивалось многократной проклейкой электроизолированных термоэлектродных проводников. Такая схема размещения спаев обеспечивает измерение среднего уровня приращения температуры прокачиваемой смазки за цикл нагружения. Подача смазки в шатунный подшипник производилась с помощью автономного насоса, а величина потока оценивалась турбинным датчиком типа ТДР-1 (3, 6, 10), в зависимости от требуемого диапазона измерений.

Для нестационарно нагруженных подшипников принципиально важным является выбор модели расчета мгновенного тепловыделения в смазку в зависимости от угла поворота вала и, одновременно, осредненно по объему смазочного слоя. Проанализи-

руем возможности известных расчетных моделей.

Гидродинамические процессы формирования несущей способности и тепловыделения в смазочном слое подшипников скольжения целесообразно рассматривать как во взаимной обусловленности, так и имеющих самостоятельное значение. Информация об интенсивности тепловыделения в смазку несет в себе сведения, свидетельствующие о режимах трения – жидкостном, смешанном, граничном. Адекватное расчетно-экспериментальное определение параметров тепловыделения в смазку приобретает самостоятельное значение и может использоваться для оценки эффективности принимаемых конструкторских, технологических, эксплуатационных решений или для оценки запаса несущей способности существующих подшипниковых узлов скольжения при форсировании нагружения и изменении его закономерности.

Независимо от способа решения – аналитическим соотношением или на основе численного интегрирования уравнения Рейнольдса – известные расчетные модели отличаются между собой, главным образом, сомножителями, оценивающими характерные скорости гидромеханических процессов в слое. Ограничивалась здесь двумя слагаемыми, в общем виде модели расчета тепловыделения $N(\omega_A)$ в прокачиваемый поток смазки можно представить

$$N(\omega_A) = J \cdot \omega_A^2 \left(\frac{\pi}{\sqrt{1-\chi^2}} + \chi \cdot So^\omega \cdot \sin \beta \right), \quad (1)$$

где $J = \mu d^2 / 2\psi$ - параметр, имеющий размерность импульса момента силы; μ - динамическая вязкость смазки; l, d - длина и диаметр подшипника, соответственно; $\psi = \Delta / d$ - относительный зазор; Δ - радиальный зазор; $\chi = 2e / \Delta$ - относительный эксцентриситет; e - эксцентриситет вала и подшипника; $So^\omega = P_\omega \cdot \psi^2 / \mu l d \omega_\omega^2$ - безразмерная реакция вращения элементов подшипникового узла; P_ω - реакция слоя смазки, вызванная вращением элементов подшипникового узла с эквивалентной частотой вращения вала ω_ω ; по Холланду [1]

$\omega_\omega = \omega + \omega_L - 2\Omega$; ω, ω_L, Ω - частоты вращения вала, подшипника, линии центров, соответственно; β - угол между вектором P_ω и линией центров.

В зависимости от вида решаемых задач в разных моделях в качестве угловой частоты ω_A в формуле (1) чаще всего применяются ω, ω_o или ω_ω , где $\omega_o = (\omega - \omega_L)$ - относительная частота вращения вала и подшипника.

Модель расчета тепловыделения в смазку по условию $\omega_A = \omega$ может использоваться только в первом приближении, исключительно по средней нагрузке за цикл.

Расчет тепловыделения по условию $\omega_A = \omega_o$ имеет наибольшее распространение. Количественная оценка тепловыделения выполнена на примере шатунного подшипника с диаметром $d = 48 \text{ мм}$, длиной $l = 19,6 \text{ мм}$, масло М10Г с температурой на входе в слой 95°C , что соответствует вязкости $\mu = 0,00714 \text{ Па} \cdot \text{с}$. Результаты расчетов $N(\omega_o)$ при постоянном значении $\omega = 502,4 \text{ рад/с}$ в зависимости от направления и интенсивности вращения подшипника представлены на рис.2. Результаты расчета тепловыде-

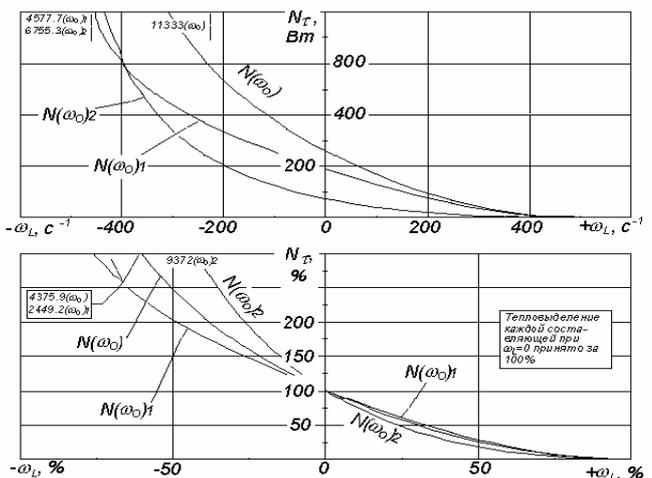


Рис. 2. Тепловыделение по модели $N(\omega_o)$ в смазочный слой при нагружении вала нагрузкой $P = 10 \text{ кН}$ и вращающемся подшипнике

ления в смазку $N(\omega_\omega)$ по условию $\omega_A = \omega_\omega$ представлены на рис.3.

Анализ показывает, что модели $N(\omega_o)$ и $N(\omega_\omega)$ дают совпадающие результаты

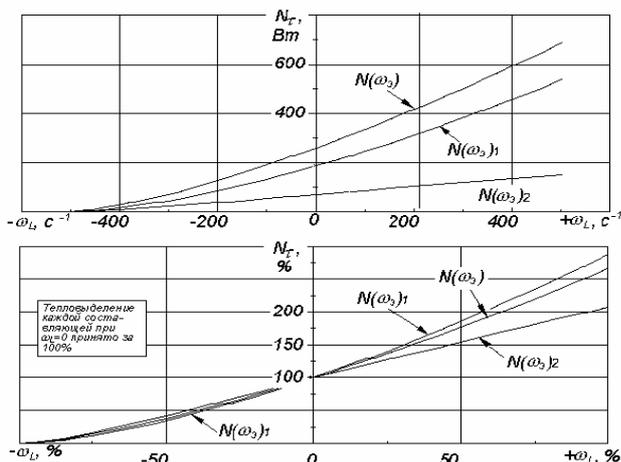


Рис. 3. Тепловыделение по модели $N(\omega_3)$ в смазочный слой при нагружении вала нагрузкой $P = 10 \text{ кН}$ и вращающемся подшипнике

только на одном режиме - при невращающемся подшипнике. С изменением ω_L расчеты приводят к взаимно противоположным тенденциям. При контрвращении $\omega = -\omega_L$, $N(\omega_3) = 0$, а для совместного вращения при $\omega = \omega_L$, $N(\omega_0) = 0$ ($\chi \neq 0$), что противоречит представлению о физической природе формирования поля касательных напряжений в слое под действием сил вязкого трения.

Представляет интерес сравнение результатов расчетов тепловыделения по моделям $N(\omega_0)$ и $N(\omega_3)$ для реальных условий нагружения шатунного подшипника дизеля. Динамический расчет и определение траектории центра вала в подшипнике выполнены для режимов: ДК - прокрутка вала при включенной декомпрессии, П9 - прокрутка при степени сжатия девять, П23 - прокрутка при степени сжатия двадцать три, $Pe = 0\%$ - работа двигателя без внешней нагрузки (холостой ход), $Pe = 50\%$ - работа с частичной, пятидесятипроцентной, нагрузкой, $Pe = 100\%$ - работа с полной нагрузкой. Результаты расчетов в координатах скоростной характеристики представлены на рис.4. Отмечается, что результаты расчетов по моделям $N(\omega_0)$ и $N(\omega_3)$ существенно отличаются между собой. По модели $N(\omega_0)$, тепловыделение в смазку, для жидкостного трения, слабо зависит от нагрузки на подшипник при постоянной частоте вращения вала, n . Тепловыделение по модели $N(\omega_3)$

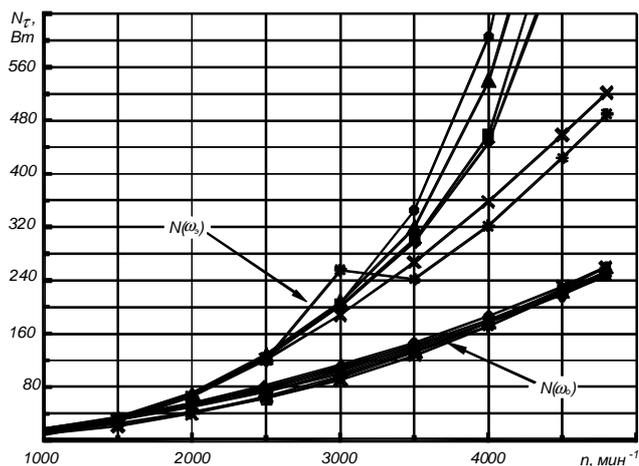


Рис. 4. Расчетные тепловыделения в смазочный слой по моделям $N(\omega_0)$ и $N(\omega_3)$ на режимах работы дизеля 4Ч7,6/8:

- ДК - × × × × ; П9 - * * * * ;
- П23 - ● ● ● ● ; Pe=0% - ▲ ▲ ▲ ▲ ;
- Pe=50% - ■ ■ ■ ■ ; Pe=100% - ◆ ◆ ◆ ◆

существенно зависит от характера изменения внешней нагрузки, что объясняется повышенной чувствительностью результатов расчетов к характеру изменения частоты вращения линии центров Ω вала и подшипника. Возникла необходимость построения уточненной и сбалансированной модели расчетов интенсивности тепловыделения в смазку.

Расчетная модель тепловыделения в смазку N_T получена на основе условия рав-

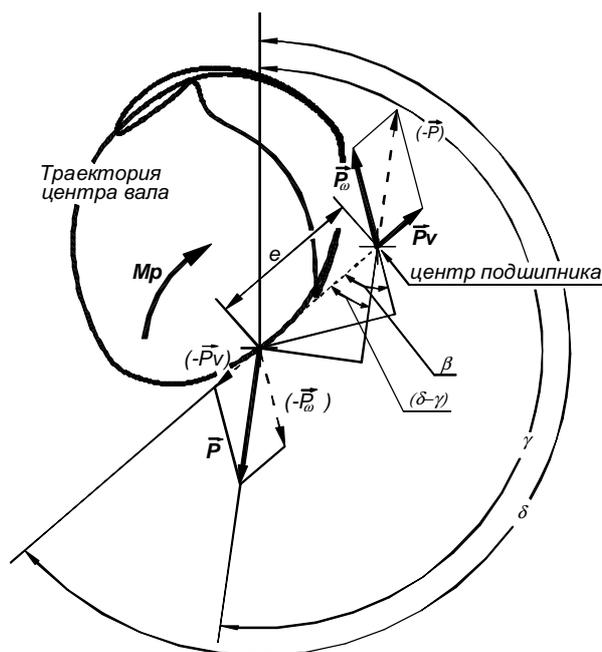


Рис. 5. Эквивалентная схема равновесия в нестационарно нагруженном подшипнике

новесия элементов подшипникового узла, как системы, рис.5, по отношению к движущейся вязкой смазке в зазоре. Суперпозиция частных решений позволяет представить N_τ как сумму тепловыделений в результате взаимного перемещения поверхностей с относительной скоростью $V_o = \omega_o \cdot d/2$, течения смазки в зазоре под действием градиента давления, обусловленного взаимным перемещением вала в подшипнике с эквивалентной частотой вращения ω_Σ и в результате радиального перемещения вала в подшипнике с относительной скоростью $(d\chi/dt)$, где t - текущее время. Таким образом, можно записать

$$N_\tau = J \left(\frac{\omega_o^2 \pi}{\sqrt{1-\chi^2}} + \omega_\Sigma^2 \chi So^\omega \sin \beta + (d\chi/dt)^2 So^V + (d\chi/dt) \omega_\Sigma So^\omega \cos \beta \right), \quad (2)$$

где $So^V = P_V \cdot \psi^2 / \mu l d (d\chi/dt)$ - безразмерная реакция вытеснения при радиальном перемещении вала в подшипнике, обусловленная действием реакции слоя с усилием $(P_V + P_\omega \cdot \cos \beta)$; P_V - реакция слоя, направленная вдоль линии центров.

На рис.6 представлены действующая на шатунный подшипник нагрузка P на режиме $Pe=100\%$ и режиме принудительной прокрутки вала с включенной декомпрессией - ДК в зависимости от угла поворота ко-

ленчатого вала α . Результаты расчетов представлены в виде мгновенных значений тепловыделения N_τ , потока прокачиваемого через подшипниковый узел смазки Q , приращения температуры смазки ΔT , коэффициента жидкостного трения \tilde{f} , приведенного к вращению вала с частотой $\omega = 502,4 \text{ рад/с}$, осредненных по всему объему смазки в зазоре. На каждом из режимов расчета и опытами определялись средние тепловыделения в смазку и их значения сравнивались.

Опытами, на установившихся режимах, по приращению температуры ΔT^{on} и потоку Q^{on} , оценивалось тепловыделение в смазку $N_\tau^{on} = c_M \cdot \rho_M \cdot Q^{on} \cdot \Delta T^{on}$, где c_M и ρ_M - теплоемкость и плотность моторного масла, соответственно.

Результаты расчетов интенсивности тепловыделения по формуле (2) в координатах скоростных характеристик представлены на рис.7. Для подробного анализа влияния интенсивности и характера нагружения, информация по тепловыделению в смазку вынесена в окна графика на скоростных режимах работы дизеля при $n = 1000, 3000$ и 4800 мин^{-1} . На этих же скоростных режимах приведены результаты расчетов по моделям $N(\omega_o)$ и $N(\omega_\Sigma)$.

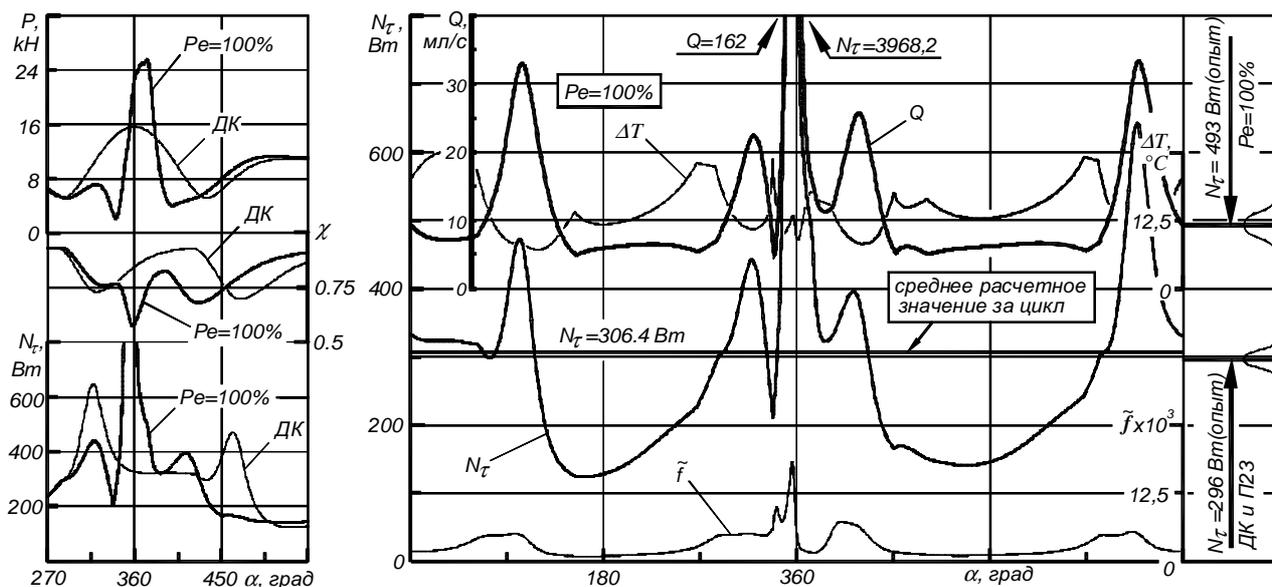


Рис. 6. Параметры гидродинамических и тепловых процессов в шатунном подшипнике дизеля 4Ч7,6/8 при $n=4800 \text{ мин}^{-1}$

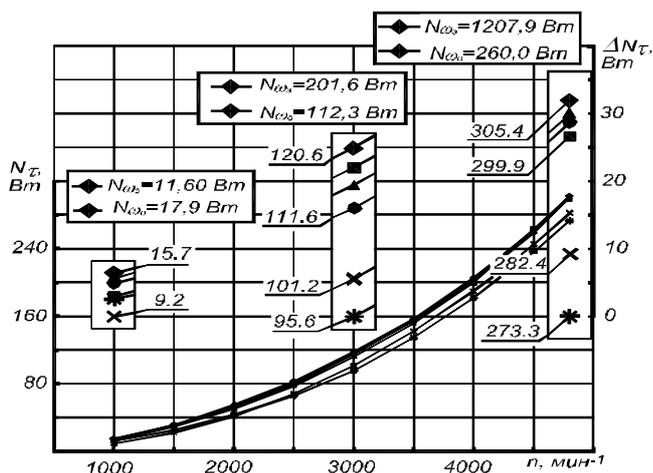


Рис. 7. Расчет тепловыделения по модели N_{τ} в шатунном подшипнике дизеля:
 ДК – × × ×; П9 – * * *; П23 – ● ● ●;
 Pe=0% – ▲ ▲ ▲; Pe=50% – ■ ■ ■;
 Pe=100% – ◆ ◆ ◆

Модель N_{τ} дает результаты, хорошо согласующиеся с опытными данными для условий жидкостного трения и не имеет противоречий в результатах для общей картины нестационарного нагружения, включая также частные случаи как, например, совместное вращение вала и подшипника ($\omega_0 = 0$), контрвращение ($\omega = -\omega_L$), вращение линии центров с частотой Ω при невращающихся вале и подшипнике и других.

Экспериментально установлено, что, для данной комплектации дизеля 4Ч7,6/8, в шатунном подшипнике существует область режимов с «чисто» жидкостным трением, к ним относятся в полной мере режимы прокрутки вала двигателя ДК и П23 в диапазоне частот вращения вала от 1000 до 5000 мин⁻¹.

Анализ расчетных результатов средних значений интенсивностей тепловыделений в смазку N_{τ} , при постоянном скоростном режиме работы двигателя, позволяет сформулировать вывод о практической независимости величин N_{τ} от выбора нагрузочных режимов двигателя.

Действительно, сравним два режима ДК и П23. Эти режимы принудительной прокрутки вала двигателя отличаются, так называемой, петлей газовых усилий в области конца сжатия – начала расширения (угол поворота вала α около 360°). Практикой испытаний установлено, что эти режимы характеризуются как безызымные с исключи-

тельно жидкостным трением. Принимаем режим ДК за, так называемый, базовый и при переходе к П23 отметим относительное изменение тепловыделение ΔN_{τ} , рис.7. При $n = 4800$ мин⁻¹ $\Delta N_{\tau} = +7\%$, при $n = 3000$ мин⁻¹ $\Delta N_{\tau} = +10.3\%$, при $n = 1000$ мин⁻¹ $\Delta N_{\tau} = +55.6\%$. Последнее значение роста ΔN_{τ} происходит на фоне чрезвычайно низких значений N_{τ} по абсолютной величине.

Сравним повышение тепловыделения при переходе с режима П23 на Pe=100%. При $n = 4800$ мин⁻¹ $\Delta N_{\tau} = +1.2\%$, при $n = 3000$ мин⁻¹ $\Delta N_{\tau} = +8.1\%$, при $n = 1000$ мин⁻¹ $\Delta N_{\tau} = +10.6\%$.

Таким образом, теоретически показано и экспериментально подтверждено, что интенсивность тепловыделения в смазку практически не зависит от нагрузки на подшипник, работающий в режиме жидкостного трения при постоянном скоростном режиме.

На этом положении основано экспериментальное определение момента (границы) перехода жидкостного трения в смешанное. В стендовых условиях испытаний, при отлаженных измерениях потока смазки и приращения её температуры, определяем по (3) значения N_{τ}^{on} . На рис.8 приведены в координатах скоростной характеристики расчетно-экспериментальные параметры, характеризующие гидродинамические и тепловые процессы в смазочном слое Q , ΔT , N_{τ} на

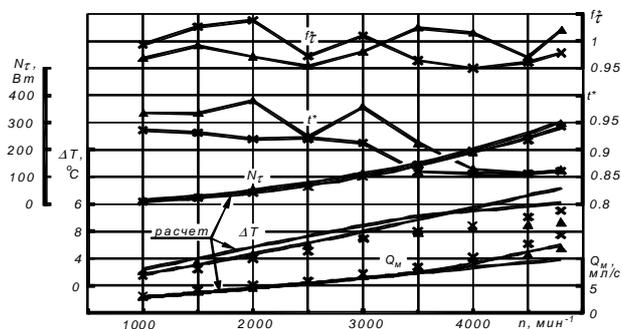


Рис. 8. Режимы принудительной прокрутки вала. Обозначение экспериментальных результатов: ДК – ▲ ▲ ▲; П23 – × × ×

режимах ДК и П23 принудительной прокрутки вала. Опытные результаты и расчетные для условий жидкостной смазки обрабо-

таны и сравниваются между собой по относительной температуре $t^* = \Delta T^{on} / \Delta T$ и по относительному тепловыделению

$$f_{\tau}^* = N_{\tau}^{on} / N_{\tau}.$$

Как представляется, параметр f_{τ}^* , в первом приближении, характеризует меру отклонения интенсивностей трения, полученного опытным путем и трения для жидкостной смазки при эквивалентных условиях нагружения.

Для режимов принудительной прокрутки вала дизеля ДК и П23 наибольший разброс f_{τ}^* составил от 0,944 до 1,037, а для относительной температуры t^* наибольший разброс составил от 0,86 до 0,99. При переходе от прокрутки вала - режим П23, к нагрузочным - режим $Pe = 100\%$, изменяются уровень и характер тепловыделения в смазку шатунного подшипника (рис.9 и рис. 10).

При $n = 3500 - 4800 \text{ мин}^{-1}$ f_{τ}^* принимает

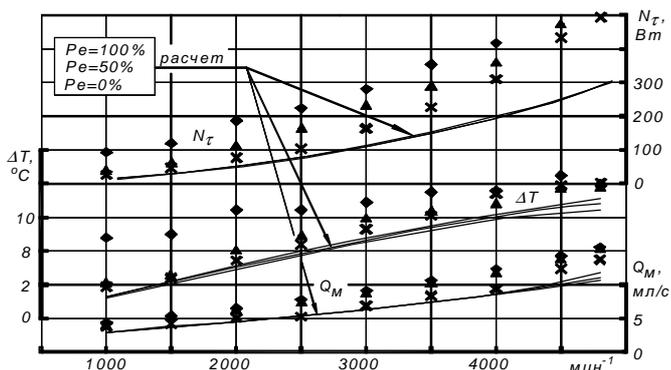


Рис. 9. Нагрузочные режимы. Обозначение экспериментальных результатов:

$Pe=100\%$ - ◆◆◆; $Pe=50\%$ - ▲▲▲; $Pe=0\%$ - ×××

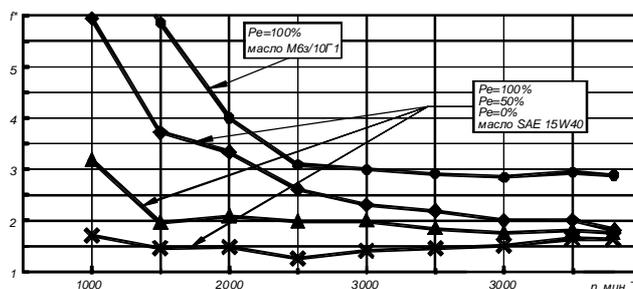


Рис. 10. Отношение экспериментального тепловыделения к расчетному для нагрузочных режимов

ет значения около двух. При снижении частоты вращения от $n = 3500 \text{ мин}^{-1}$ до $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ наблюдается интенсивное повышение f_{τ}^* до значений 4-6. При замене моторного масла SAE 15W40 на M63/Г отмечается устойчивое повышение относительного тепловыделения с уровня двух до трех единиц.

Приведенные основные принципы расчетно-экспериментальной методологии оценки момента перехода вида трения от гидродинамического к смешанному позволили сформулировать вывод о недостаточной жесткости кривошипной головки опытного шатуна и разработать мероприятия, повышающие работоспособность подшипникового узла, в том числе, при форсировании дизеля наддувом.

Список литературы

1. Holland J. Beitrag zur Erlassung der Schmierverhältnisse in Verbrennungskraftmaschinen. VDI - Forschungsheft, 475, Ausgaber B., 1959, Bd 25. S. 12-66.

DETERMINATION OF THE BORDERS TRANSITION TYPE OF FRICTION IN NESTACIONARNO LOADED PODSHIPNKAH SLIDES ON PARAMETER GIDRODINAMICHESKIH AND HEAT PROCESSES IN LUBRIFICANT

© 2006 A.M. Dzyuban

Togliatti State University

It is Theoretically motivated and experimental is confirmed wealth offered analytical model of the calculation, most adequately valuing separation of the heat in lubricant for the general event of dynamic exhibit of the load that has in turn allowed to formulate the positions to methodologies of the determination of the conditions transition type of friction and estimations on this base of the efficiency of the decisions, raising capacity to work high loaded bearing of the slide.