

М 266524

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального
образования СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового
Красного Знамени высшее техническое училище
им. Н.Э. Баумана

Шкарупице Анатолий Яковлевич

На правах рукописи

ВЛИЯНИЕ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМОВ НА
УСЛОВИЯ РАБОТЫ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА
ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ С ГТН

(03.04.02 - Тепловые двигатели)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва

1975

Работа выполнена в Московском высшем техническом
училище им. Н.Э. Баумана.

Научный руководитель:
к.т.н., доц. Леонов О.Б.

Официальные оппоненты:
д.т.н., проф. Маслов Г.С.,
к.т.н. Петров В.А.

Ведущее предприятие - НИКТИД, гор. Владимир.

Автореферат разослан "15" апреля 1975 г.

Защита диссертации состоится "2" июня 1975 г.
на заседании Совета факультета "Энергомашиностроение"
МВТУ им. Н.Э.Баумана по адресу: Москва, 107005, Лефор-
товская наб., д.1, корпус факультета "Энергомашиностро-
ение".

Ваше согласие с содержанием печати,
просьба

МВТУ

З.А.

М 266524

Широкое внедрение дизелей во все отрасли народного хозяйства выдвигает перед отечественным дизелестроением ряд задач: увеличение агрегатной мощности при уменьшении габаритов и веса, повышение долговечности, надежности, экономичности.

Опыт эксплуатации показывает, что дизели транспортных установок большую часть своего моторесурса работают на неустановившихся режимах. Работа дизеля с газотурбинным наддувом (ГТН) на неустановившихся режимах сопровождается ухудшением его мощностных и экономических показателей, увеличением механических и тепловых нагрузок, снижением моторесурса.

Моторесурс дизеля в значительной мере определяется работоспособностью подшипников скольжения коленчатого вала, которая зависит как от режима работы дизеля, так и от условий работы системы смазки. Поэтому изучение особенностей работы дизеля с ГТН на неустановившихся режимах с целью выявления влияния их на условия работы подшипников коленчатого вала и системы смазки является актуальной задачей.

Анализ работ, посвященных исследованию работы подшипников скольжения, показывает, что имеющиеся данные о характере их нагружения относятся к двигателям внутреннего сгорания, работающим на установившихся режимах. В этой области выполнены большие работы как отечественными (Дьячковым А. К., Корочинским М. В., Кудачевым С. Н., Орловым П. И.), так и зарубежными учеными (Ф. Боуденом, Д. Теибором, А. Камероном и др.).

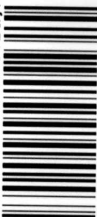
Большая часть исследований не рассматривает особенностей работы дизеля на неустановившихся режимах, а только отмечает поломки подшипников в результате возможного возрастания удельных давлений и недостаточности смазки. Так по данным, имеющимся в литературе, аварии подшипников от перегрузок и недостаточности смазки составляют около 25% от общего числа аварий подшипников.

В то же время анализ работ, посвященных исследованию неустановившихся режимов, показывает, что такие режимы сопровождаются перегрузками деталей кривошипно-шатунного механизма более чем в 1,5 раза.

Перегрузки приводят к увеличению удельных давлений на трущиеся поверхности, что усугубляет работу пар трения, а в условиях недостаточной подачи смазки при пониженных числах оборотов коленчатого вала может привести к повышенному износу и снижению

1266527

НТБ МТУ им. Н. Э. Баумана



1266527

моторесурса дизеля.

Настоящая работа является продолжением исследований неустановившихся режимов работы дизеля с ГТН, проводимых в МВТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" и посвящена рассмотрению следующих задач:

1. Выявление влияния неустановившихся режимов работы дизеля с ГТН на величину перегрузок и характер нагружения подшипников коленчатого вала.

2. Исследование влияния неустановившихся режимов на характер изменения масла в системе смазки.

Для решения поставленных задач были исследованы наиболее типичные переходные процессы скоростного режима, протекающие с положительным (процессы пуска, разгона под нагрузкой и сброса нагрузки) и отрицательным (процессы приема нагрузки) ускорением коленчатого вала. Была разработана методика, позволявшая произвести оценку величин максимальных нагрузок на подшипники коленчатого вала, а также была выбрана методика для анализа характера нагружения их.

Особенности исследования неустановившихся режимов работы дизеля являются необходимость записи каждого последовательного цикла переходного процесса на пленку осциллографа. Созданный комплекс электронной аппаратуры позволил с достаточно высокой точностью осуществить запись основных параметров на пленку осциллографа длиной до 40 м.

Применение высокочувствительной аппаратуры, позволяющей регистрировать неустановившиеся режимы, представляет научный интерес при исследовании особенностей работы дизеля с ГТН на неустановившихся режимах.

Настоящая работа представляет практический интерес при проектировании высокофорсированных дизелей, предназначенных для работы на неустановившихся режимах.

Диссертация состоит из введения, четырех глав и заключения и содержит 143 страницы, включая 52 рисунка, 3 таблицы и 68 наименований цитируемой литературы.

На основании анализа работ, приведенного в I главе диссертации, можно заключить, что в большинстве случаев расчет подшипников скольжения коленчатого вала ведется как для статически наг-

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

М В Т У
И. И. Баумана
БИБЛИОТЕКА

руженных на одном или нескольких установившихся режимах с за -
мемой расчетной нагрузкой эквивалентной. В большинстве случаев
за расчетный принимают номинальный режим работы двигателя, как
наиболее неблагоприятный по величинам нагрузок и температур.

Принятые показатели оценки эквивалентной нагрузки, дейст -
вующей на подшипники коленчатого вала, основанные на характе -
ристиках установившихся режимов, не отражают особенностей про -
текания рабочего процесса и условий работы дизеля на неустано -
вившихся режимах.

Практически отсутствуют данные о влиянии неуставившихся
режимов работы дизеля на величину и характер нагружения подшип -
ников, а также на характер изменения давления масла в системе
смазки.

Всё это подтверждает необходимость исследования влияния
неуставившихся режимов на условия работы подшипников колен -
чатого вала дизеля с ГТН.

В главе II приведена экспериментально-расчетная методика
оценки величин максимальных и средних нагрузок на подшипники
коленчатого вала дизеля.

Одними из величин, определяющих работоспособность подшип -
ников скольжения, являются среднее K_{cp} и максимальное K_{max}
удельные давления на единицу площади опорной поверхности под -
шипника.

Величина максимального удельного давления определяет уста -
lostную прочность антифрикционного материала вкладышей подшип -
ников, а среднее удельное давление играет значительную роль при
расчете подшипника по гидродинамической теории смазки и опреде -
ляет толщину масляного слоя, температурный режим работы подшип -
ника, его нагрузочный режим, величину зазора и выбор типа смазки.
При определении удельных давлений для расчета подшипников сколь -
жения влияние неуставившихся режимов не учитывается.

Для оценки изменения величины максимального удельного дав -
ления на подшипник в цикле переходного процесса по сравнению
с циклом расчетного установившегося режима введено понятие от -
носительного удельного давления на подшипник, которое определяется
из выражений:

для шатунного подшипника

$$q_n = \frac{K_{\max}^n}{K_{\max}} \frac{\cos \beta}{1 + \frac{C_{\text{ш}}}{P} \cos \beta} \left\{ \frac{\frac{P_z^n}{P_z} + K\sigma \left[K_1 \left(\frac{\omega_n}{\omega} \right)^2 + K_2 (J_d + J_n) \omega^2 \right] + \frac{C_{\text{ш}}}{P} \left(\frac{\omega_n}{\omega} \right)^2}{(1 + K\sigma) \cos \beta^n} \right\} \quad (1);$$

для i -го коренного подшипника

$$Q_{ni} = \frac{K_{i\max}^n}{K_{i\max}} \quad (2).$$

Для первого коренного подшипника выражение (2) имеет вид

$$Q_{n1} = \frac{\cos \beta}{1 + \frac{C_i}{P} \cos \beta} \left\{ \frac{\frac{P_z^n}{P_z} + K\sigma \left[K_1 \left(\frac{\omega_n}{\omega} \right)^2 + K_2 (J_d + J_n) \omega^2 \right] + \frac{C_i}{P} \left(\frac{\omega_n}{\omega} \right)^2}{(1 + K\sigma) \cos \beta^n} \right\} \quad (3).$$

Здесь в выражениях (1), (2) и (3):

- $K_{\max}^n, K_{\max}$ - максимальные удельные давления на шатунный подшипник в циклах переходного процесса и расчетного установившегося режима;
- $K_{i\max}^n, K_{i\max}$ - то же для i -го коренного подшипника;
- $\cos \beta^n, \cos \beta$ - значения тригонометрических функций в циклах переходного процесса и расчетного установившегося режима;
- $P = P_z + P_j$ - максимальное значение суммарной силы в цикле расчетного установившегося режима;
- P_z^n, P_z - максимальное давление сгорания в циклах переходного процесса и расчетного режима;
- ω_n, ω - угловая скорость коленчатого вала в циклах переходного процесса и расчетного режима;
- J_d, J_n - моменты инерции двигателя и потребителя;
- $C_{\text{ш}}, C_i$ - центробежные силы, нагружающие шатунные и коренные шейки коленчатого вала;
- $\sigma = \frac{P_i}{P_z}$ - отношение силы инерции к максимальному давлению сгорания в цикле расчетного режима;
- $K = \frac{\cos \alpha_z + \lambda \cos 2\alpha_z}{1 + \lambda}$ - коэффициент, определяющий угловую координату инерционной составляющей, соответствующей максимальному давлению сгорания на расчетном режиме;

$K_1 = \frac{\sin \alpha_z + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha_z}{1 + \frac{\lambda}{2}}$ коэффициенты, определяющие угловую координату
 $K_2 = \frac{\sin \alpha_z^n + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha_z^n}{1 + \frac{\lambda}{2}}$ инерционных сил, соответствующих максимально-
 му давлению сгорания в циклах переходного
 процесса.

Обозначив для удобства $\cos \beta = a$, $\cos \beta^n = a_1$, $\frac{\omega_n}{\omega} = \psi$,

$$\frac{C_u}{P} = A, \quad \frac{C_i}{P} = B \quad \text{и} \quad \frac{P_2^n / P_2 + K_0 \left[K_1 \left(\frac{\omega_n}{\omega} \right)^2 + K_2 \left(J_2 + J_n \right) \omega^2 \right]}{1 + K_0} = \Omega$$

и подставив в выражения (1) и (3), получим

$$q_n = \frac{a}{1 + Aa} \cdot \left(\frac{\Omega}{a_1} + A\psi^2 \right) \quad (4),$$

$$q_{n1} = \frac{a}{1 + Ba} \cdot \left(\frac{\Omega}{a_1} + B\psi^2 \right) \quad (5),$$

где Ω - коэффициент перегрузки, характеризующий величину изменения суммарной силы в цикле переходного процесса по сравнению с циклом расчетного режима.

Анализ выражений (1) и (3) показывает, что величина относительного удельного давления на подшипники в циклах переходного процесса зависит от организации и протекания рабочего процесса (P_2^n , α_z^n), конструктивных особенностей двигателя (R , λ , J_2 , C_u , C_i) и потребителя (J_n) и условий их совместной эксплуатации (ΔM , ω_n).

Работа подшипников коленчатого вала характеризуется также и величиной среднего удельного давления $K_{ср}$, которое используется при определении коэффициента нагруженности ψ_n и минимальной толщины масляного слоя h_{min} .

Величина среднего удельного давления на подшипники в циклах переходных процессов определялась по петле максимальных усилий векторных диаграмм нагружения шеек коленчатого вала.

Экспериментально-расчетная методика, разработанная для определения величины относительного удельного давления на подшипники справедлива для всех циклов любых переходных процессов.

В главе III приведено описание экспериментальной установки и измерительной аппаратуры, а также изложена методика проведения эксперимента и обработки результатов измерений.

Экспериментальная установка состоит из дизеля 6 ЧН 15/18

($N_e = 250$ л.с., $N_e = 1500$ об/мин), балансиной динамомашины с независимым возбуждением МБП 55/34, пульта управления, измерительной аппаратуры и системы дистанционного и автоматического управления.

Шлейфовым осциллографом К-105 с рамочными гальванометрами типа М 004 на аэрофотоплёнку типа ИГ-ТТ-1000 шириной 120 мм со скоростями протяжки 5 м/сек и 2 м/сек записывались следующие параметры: P_g - давление газов в первом цилиндре; P_{m1} - давление масла, развиваемое масляным насосом; P_{m2} - давление масла перед масляным фильтром; P_{m3} - давление масла на входе в главную магистраль; P_{m4} - давление масла на входе в турбокомпрессор; положение ВМТ и рейки топливного насоса h_p ; h_u - подъём иглы форсунок; P_k - давление наддува; ток J и напряжение U ; G_s - расход воздуха.

Давление газов в первом цилиндре дизеля записывалось с помощью пьезокварцевого датчика, установленного в отверстие пускового клапана.

С целью повышения точности определения угла поворота коленчатого вала, необходимого для обработки индикаторных диаграмм и получения данных для построения векторных диаграмм нагружения, а также для снижения сложности обработки осциллограмм и совмещения записи угла поворота и ВМТ, было использовано устройство регистрации угла поворота с помощью импульсной лампы УИР-2.

Устройство УИР-2 разработано в МВТУ им. Н.Э.Баумана и выполнено в виде приставки к шлейфовому осциллографу К-105 и позволяло получать на осциллограмме отметки угла поворота коленчатого вала через 10° в виде прямых линий, перпендикулярных базовой, например, атмосферной линии, что исключает необходимость корректировки ВМТ на индикаторной диаграмме индицируемого цилиндра.

С целью согласования момента записи показателей исследуемых процессов с временем их протекания, а также совпадения момента начала переходного процесса с определенным углом поворота коленчатого вала по индицируемому цилиндру применялась разработанная в МВТУ им. Н.Э.Баумана автоматическая система управления пуском измерительной и регистрирующей аппаратуры.

Сравнение показателей работы дизеля при работе на неустановившихся режимах производилось с соответствующими показателями на номинальном режиме ($P_z = 82,5 \text{ кг/см}^2$, центробежная сила $C_u = 5,24 \text{ кг/см}^2$, $\alpha_z = 6^\circ$ п.к.в., максимальное удельное давление на шатунный подшипник $K_{\text{max}} = 255 \text{ кг/см}^2$, среднее удельное давление на шатунный подшипник в петле максимальных усилий $K_{\text{ср}} = 155 \text{ кг/см}^2$, угол оси благоприятного расположения масляного отверстия относительно ВМТ $\gamma = 120^\circ$).

Для анализа характера нагружения подшипников коленчатого вала строились петли максимальных усилий векторных диаграмм нагружения шатунной шейки для рабочих циклов переходных процессов с положительным и отрицательным ускорением коленчатого вала с интервалом примерно в 100 об/мин.

По диаграммам износа, построенным для этих же циклов, производилось сравнение положения оси благоприятного расположения смазочного отверстия с существующим в шейке вала.

Анализ протекания давления масла в системе смазки производился как по средним, так и по текущим значениям давлений за рабочий цикл.

Влияние изменения нагрузки, действующей на подшипники коленчатого вала, а также на характер протекания давления масла в системе смазки, определялось при отключении подачи топлива в цилиндры дизеля. Это позволило получить разность между значениями давлений, действующих в двух соседних цилиндрах, составляющую $\Delta P = P_z - P_c$ и тем самым менять величину нагрузки на подшипники коленчатого вала дизеля.

Суммарная относительная погрешность измерений и расчетов параметров, характеризующих нагружение подшипников коленчатого вала не превышала $\pm 3,3\%$.

Суммарная относительная погрешность при замере давления масла в различных точках системы смазки составляла $\pm 2,2\%$.

Таким образом, использованный комплекс электронной аппаратуры обеспечивал измерение и регистрацию необходимых показателей при работе дизеля на неустановившихся режимах.

В главе IV приведены результаты расчетного и экспериментального исследования влияния неустановившихся режимов на условия работы подшипников коленчатого вала и изменение давления масла в системе смазки дизеля.

Анализ полученных экспериментальных данных показал, что величина относительного удельного давления на подшипники в переходных процессах, протекающих с положительным ускорением коленчатого вала, зависит от ряда факторов: скоростного режима дизеля, теплового состояния его в начальный момент переходного процесса, значений нагрузки.

Повышение конечного значения угловой скорости коленчатого вала в переходном процессе приводит к увеличению доли времени, при которой относительное удельное давление на подшипники q_n и q_{n1} больше единицы примерно в 2-3 раза по сравнению с значением при пониженной угловой скорости ω и, например, для переходных процессов пуска, осуществляемых до числа оборотов $n_{xx} = 0,5 n_e$, доля времени изменения угловой скорости ω до установившегося значения составляет 3-5 сек, а для процессов пуска, осуществляемых до $n_{xx} = n_{xx \max}$ около 9 сек.

Максимальные значения относительного удельного давления на подшипники $q_{n \max}$ и $q_{n1 \max}$ наблюдаются в циклах при пониженных числах оборотов коленчатого вала. Это свидетельствует о том, что определяющей силой, нагружающей шейки и подшипники коленчатого вала, является газовая составляющая суммарной силы и, в частности, максимальное давление сгорания p_z , так как величина инерционной составляющей максимальной суммарной силы при этом имеет очень малое значение.

Величина наибольшего нагружения подшипников по скоростному режиму зависит от вида переходного процесса и для рассмотренных процессов пуска и сброса нагрузки колеблется в диапазоне чисел оборотов 300-600 об/мин, а для процессов разгона под нагрузкой с $n_{сх} = 800$ об/мин при 900-1000 об/мин.

Понижение теплового состояния дизеля и температуры окружающей среды перед пуском приводит к увеличению как максимальных значений относительного удельного давления на подшипники $q_{n \max}$ и $q_{n1 \max}$, так и доли времени, при которой величина q_n и q_{n1} больше единицы. Так, для рассмотренных переходных процессов, доля времени, при которой $q_n > 1$ и $q_{n1} > 1$ составляет 3-6 сек, а максимальное значение относительного удельного давления на подшипники находится в пределах $q_{n \max} = 1,5-1,8$ и $q_{n1 \max} = 1,7-2,0$.

Повышение теплового состояния дизеля и температуры окружающей среды перед пуском, т.е. повторный пуск его после работы,

приводит к уменьшению доли времени, при которой величина $q_n > 1$ и $Q_n > 1$, примерно в 1,5 раза, а максимальное значение относительного удельного давления на подшипники также уменьшается и составляет $q_{n\max} = 1,2$ и $Q_{n\max} = 1,4$.

С увеличением нагрузки доля времени, при которой относительное удельное давление на подшипники q_n и Q_n , больше единицы возрастает, а максимальное значение $q_{n\max}$ и $Q_{n\max}$ также увеличивается. Так, например, при переходном процессе разгона под нагрузкой до $N = 0,5 N_e$ доля времени изменения q_n и Q_n составляет 7 сек, а при увеличении нагрузки до $N = N_e$ доля времени изменения q_n и Q_n возрастает более чем в 2 раза.

Переходные процессы, протекающие с отрицательным ускорением коленчатого вала, сопровождаются перегрузками подшипников и доля времени, при которой $q_n > 1$ и $Q_n > 1$ равна продолжительности всего переходного процесса.

Максимальное значение относительного удельного давления на подшипники $q_{n\max}$ и $Q_{n\max}$ зависит от величины принимаемого момента сопротивления M_c .

С увеличением момента сопротивления M_c значение $q_{n\max}$ и $Q_{n\max}$ также возрастает и для рассмотренных переходных процессов составляет $q_{n\max} = 1,5$ и $Q_{n\max} = 1,65$ при приеме нагрузки $M_c = 4,75 M_e$ по сравнению с $q_{n\max} = 1,3$ и $Q_{n\max} = 1,45$ при приеме $M_c = 1,85 M_e$.

Наиболее нагруженным диапазоном по скоростному режиму при работе дизеля во время переходных процессов с отрицательным ускорением является диапазон, в котором число оборотов коленчатого вала колеблется в пределах 300-600 об/мин. Такой режим может быть главным при работе дизеля на бульдозере, буровой и других установках.

На основании экспериментальных данных были получены эмпирические зависимости для определения среднего относительного удельного давления на шатунный подшипник q_{cp} и относительного удельного давления на первый коренной подшипник Q_n , которые для исследуемого дизеля 6 ЧН 15/18 имеют вид:

$$q_{cp} = (0,81 + 0,6 \cdot 10^{-4} \cdot n^n) \cdot q_n \quad (6),$$

$$Q_n = (1,15 - 1,11 \cdot 10^{-4} \cdot n^n) \cdot q_n \quad (7),$$

где n - число оборотов дизеля в цикле переходного процесса.

Таким образом, во всех рассмотренных переходных процессах наблюдаются циклы, в которых подшипники коленчатого вала работают в условиях перегрузок.

Условия и характер нагружения подшипников коленчатого вала дизеля зависят от величины и угла приложения вектора нагрузки и могут быть проанализированы с помощью векторных диаграмм, построенных по петле максимальных усилий.

Анализ векторных диаграмм нагружения шатунной шейки при работе дизеля на неустановившихся режимах показывает, что во всех рассмотренных переходных процессах наблюдаются циклы, в которых величина и направление векторов нагрузки отличаются от своих значений в цикле расчетного установившегося режима.

Для циклов, протекающих с перегрузками ($Q_n > I$) величина максимального вектора нагрузки больше соответствующего вектора для цикла расчетного номинального режима и определяется максимальным давлением сгорания P_z^n и углом его приложения относительно ВМТ α_z^n .

Петля максимальных усилий номинального режима располагается внутри петли цикла любого переходного процесса с $Q_n > I$, т.е. величина средних нагрузок при этом выше, чем в цикле номинального режима и определяется значением газовой составляющей суммарной силы, зависящей от организации и протекания рабочего процесса в цилиндре дизеля в условиях неустановившегося режима.

Величина и угол приложения векторов нагрузки предопределяют вид диаграмм износа подшипника и шейки вала, которые позволяют определить ось благоприятного расположения смазочного отверстия. В циклах переходных процессов с относительным удельным давлением на подшипники $Q_n > I$ происходит смещение наибольших и наименьших нагрузок на шейку вала, т.е. оси благоприятного расположения смазочного отверстия, которое составляет около 180° относительно ВМТ по сравнению с существующим отверстием, расположенным на угле 120° относительно ВМТ.

Смещение оси благоприятного расположения смазочного отверстия в циклах переходных процессов может привести к ухудшению условий смазки подшипника и нарушению условий жидкостного трения при увеличении нагрузок по сравнению с номиналь-

ным расчётным режимом.

Более полную оценку нагруженности подшипников скольжения в последнее время проводят с помощью анализа траектории перемещения центра шейки вала за цикл работы двигателя.

В таблице представлены итоговые данные обработки траекторий перемещения центра шейки вала в переходном процессе пуска с пусковых оборотов до максимальных оборотов холостого хода, построенных на основании экспериментальных индикаторных диаграмм.

Таблица

Номер цикла	Средняя угловая скорость	Среднее угловое ускорение	Максимальное давление сгорания	Минимальная толщина масляного слоя	Максимальное удельное давление на подшипник	Средняя толщина	Протяженность зоны касания
	ω сек ⁻¹	ε сек ⁻²	P_z кг/см ²	h_{min} мкм	K_{max} кг/см ²	h_{cp} мкм	α_k град.
Номинальный режим	157	0	82,5	12,1	255	17	0
1	45,7	192	107	4,5	381	19	176
2	81,3	180	89,5	5,9	293	18,6	120
3	103,3	168	85,4	8,6	267	17,9	70
4	120,2	160	80,3	10,2	248	17,5	0
5	132,5	160	77	11,1	233	17,3	0
6	145,5	150	80,5	11,6	242	17,1	0

Из таблицы видно, что в первом цикле за счет значительно-го возрастания газовых сил нагрузки на шетунный подшипник в 1,37 раза превышает соответствующее значение на номинальном режиме. При этом минимальная толщина масляного слоя h_{min} в первом цикле уменьшается почти в 3 раза. Несмотря на то, что в третьем цикле удельное давление на подшипник почти равно значению на

номинально и режиме, минимальная толщина масляного слоя остается в 1,7 раза меньше.

Нагруженность подшипника кроме минимальной толщины масляного слоя h_{min} характеризуется и протяженностью зоны касания α_k по углу поворота коленчатого вала, когда толщина слоя меньше критической. Критическая толщина масляного слоя для исследуемого дизеля равна 10 мкм. Как видно из таблицы, несмотря на удачную конструкцию шатунного подшипника дизеля 6 ЧН 15/18 (зона касания при $N = N_e$ равна нулю), протяженность зоны касания в первом и втором циклах значительна и близка к предельно допустимой, составляющей 20-30% от продолжительности рабочего цикла.

Полученные расчетные траектории центра вала подтверждаются результатами экспериментов, выполненных различными исследователями, что подтверждает правильность выбранной методики оценки нагруженности подшипников коленчатого вала в условиях работы дизеля на неустановившихся режимах.

Работа подшипников в условиях жидкостного трения зависит от величины давления подводимого к ним масла.

Анализ экспериментальных данных показал, что во всех рассмотренных переходных процессах значение давления масла на входе в подшипник исследуемого дизеля ниже, чем при работе его на установившихся режимах.

Наибольшее снижение среднего за цикл давления масла наблюдается в диапазоне чисел оборотов $n = 200-600$ об/мин для всех рассмотренных переходных процессов.

Расход масла через подшипники зависит не только от величины среднего за цикл давления масла на входе в них, но и от его текущего значения. Изменение давления масла в масляной магистрали носит колебательный характер. При этом частота и амплитуда колебаний в различных точках магистрали различны.

Частота колебаний давления масла, развиваемого масляным насосом, кратна числу зубьев шестерни этого насоса, а амплитуда зависит от скоростного режима работы дизеля.

Частота колебаний давления масла на входе в первый коренной подшипник кратна числу цилиндров дизеля, а амплитуда зависит от скоростного и нагрузочного режимов работы его.

Для рассмотренных переходных процессов, протекающих с

положительным ускорением, амплитуда колебания к концу переходного процесса увеличивается почти в 3 раза по сравнению с значением в начале переходного процесса.

Таким образом, все рассмотренные переходные процессы характеризуются пониженными значениями давления масла на входе в подшипник, что приводит к уменьшению расхода смазки через подшипник и ухудшению работоспособности его в условиях перегрузок, возникающих при работе дизеля на неустановившихся режимах.

На основании выполненного исследования можно сделать следующие выводы.

1. Работа дизеля с ГТН на неустановившихся режимах сопровождается перегрузками подшипников коленчатого вала, возникающими за счет увеличения газовой и уменьшения инерционной составляющей суммарной силы по сравнению с номинальным режимом. Максимальные значения перегрузки в 1,8-2 раза выше расчетных нагрузок.

2. Длительность действия перегрузок составляет почти все время работы дизеля на неустановившихся режимах.

3. Разработан экспериментально-расчетный метод оценки фактически действующих величин максимальных и средних удельных давлений на подшипник коленчатого вала при работе дизеля на неустановившихся режимах.

Для оценки изменения максимального удельного давления на подшипники в цикле переходного процесса по сравнению с циклом расчетного режима введено понятие относительного удельного давления на подшипники, представляющего собой отношение максимального удельного давления на подшипники в цикле переходного процесса к значению его в цикле расчетного установившегося режима.

4. Среднее за цикл давление масла на входе в подшипник при работе дизеля на неустановившихся режимах ниже значений его на соответствующих скоростных установившихся режимах, а текущее значение давления масла носит колебательный характер.

5. Для снижения перегрузок подшипников коленчатого вала следует повышать эффективность средств предпусковой прокачки масла и прогрева дизеля.

6. При моделировании нагружения подшипников коленчатого вала следует учитывать влияние газовой составляющей суммарной силы, определяющей перегрузки подшипников в условиях работы двигателя на неуставившихся режимах.

7. При расчете и проектировании подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания, предназначенных для работы на неуставившихся режимах, конструкторам необходимо учитывать возникающие перегрузки и вводить в расчет величину относительного удельного давления на подшипники.

8. Проведенная работа показывает целесообразность дальнейшего исследования влияния неуставившихся режимов на работоспособность подшипников в скольжении, что позволит определить возможности для дальнейшего совершенствования дизелей и увеличения их моторесурса.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих статьях:

1. А. Я. Шкарупило, О. Б. Леонов, Н. Н. Мамуилов Нагрузки на подшипники коленчатого вала дизеля в период пуска. "Известия вузов. Машиностроение", 1971, № 11.

2. А. Я. Шкарупило, О. Б. Леонов, Н. Н. Мамуилов Работа подшипников в скольжении коленчатого вала при работе двигателя на неуставившихся режимах. "Известия вузов. Машиностроение", 1972, № 1.

3. А. Я. Шкарупило, О. Б. Леонов, Д. А. Соколов Бестормозные испытания дизелей для работы в условиях неуставившихся режимов. Сб. ДВС, 4-72-3, НИИИФОРМТЯХМАШ, М., 1972.