



РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ И КРИВОШИПНО-ШАТУННОЙ ГРУПП АВИАЦИОННОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

ГГУП ГНЦ "ЦИАМ им. П.И. Баранова":

Лев Аронович Финкельберг, начальник отдела, к.т.н.

В работе рассмотрены задачи численного моделирования нестационарного локального теплообмена и теплонапряженного состояния в сопряжениях цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма авиационного поршневого двигателя на основании экспериментально установленных граничных условий, предусматривавших определение толщин масляного слоя поршней с различными радиальными зазорами в жаровом поясе. Расчетные и экспериментальные исследования позволили разработать конструкцию поршня, выбрать диаметральные зазоры по головке поршня в сопряжении. Даются рекомендации по изменению конструкции поршня авиационного поршневого двигателя.

In paper there are considered the problems of simulation of non-steady local heat transfer and heat stress condition in coupling of piston-cylinder unit and crank mechanism with usage of experimental determined boundary conditions. The experimental researches provided the determination of oil layer thickness for pistons with different radial clearance over piston heads. The experiment-calculated researches allowed creating a construction of piston and selecting of diameter clearance over piston head. On the base of experiment results there are given the recommendation of changing of piston construction.

Ключевые слова: авиационный поршневой двигатель, расчетно-экспериментальные исследования, толщина масляного слоя

Keywords: aircraft piston engine, experiment-calculated research, oil layer thickness

Базовыми сопряжениями, определяющими основные параметры авиационного поршневого двигателя, являются цилиндропоршневая группа (ЦПГ) и кривошипно-шатунный механизм (КШМ). В определении полного жизненного цикла поршневого двигателя именно надежность деталей этих сопряжений играет ведущую роль.

Однако моделирование нестационарного локального теплообмена и теплонапряженного состояния в сопряжениях ЦПГ и КШМ без экспериментального определения граничных условий является задачей чрезвычайно сложной, так как требуется учет нестационарных процессов переноса количества движения, энергии, массы, концентрации, а также турбулентного сгорания в цилиндре двигателя.

Теплонапряженное состояние поршня зависит, прежде всего, от уровня и характера изменения нестационарных тепловых нагрузок со стороны камеры сгорания, в которой за короткий интервал времени в процессе турбулентного сгорания возникают локальные нестационарные тепловые потоки, действующие на поверхность огневого днища поршня. Нестационарные тепловые нагрузки в виде плотности теплового потока или коэффициента теплоотдачи и температуры газа представляют собой термические граничные условия, необходимые для расчета теплового и напряженного состояния поршня. Определение термических граничных условий требует расчета рабочего процесса, в частности, расчета нестационарных процессов турбулентного сгорания и теплопередачи в камере сгорания (КС) [1].

Трехмерная модель поршня должна быть максимально приближена к реальной конструкции. Учет конструктивных факторов, особенно в зоне камеры сгорания, требует моделирования сложных гидродинамических и теплофизических процессов, протекающих в цилиндре двигателя. Задача исследования локального теплообмена и теплонапряженного состояния поршня специфичной конструкции в такой постановке в теории двигателей решается впервые. Заметим также, что решение указанных задач особенно важно в процессе проектирования и создания новых, а также при доводке существующих двигателей, так как они сокращают сроки и материальные затраты, характерные для экспериментальных исследований [2].

Прочностная надежность подшипникового узла зачастую предопределяла допустимые значения параметров рабочего процесса в частности, величину максимального давления горячих газов в цилиндре и сил инерции. При этом, более нагруженным, зачастую, является шатунный подшипник, который создает осо-

бые трудности при доводке двигателя [3].

Современные вкладыши подшипников коленчатого вала являются многослойными при стальной основе, на которую наносится антифрикционный слой и приработочное покрытие. Они подвержены суммарному воздействию монтажных (при сборке), рабочих (давление газов в цилиндре, силы инерции), температурных и остаточных напряжений. Наличие биметаллического эффекта в связи с различием коэффициентов линейного расширения, модулей упругости и пределов текучести материалов отдельных слоев предопределяют всю сложность взаимодействия отдельных слоев вкладыша друг с другом и стальной основой.

Экспериментальное определение характера трения в сопряжениях ЦПГ и КШМ [4,5,6] позволит задать реальные запасы надежности работы сопряжений. В задачу включается определение коэффициентов теплоотдачи отдельных зон поршня, оценка гидродинамических характеристик подшипника, температуры начала контактирования поверхностей трения и режимов, в которых проходит срабатывание приработочного покрытия. Необходимо также определить продолжительность устойчивого контакта поверхностей трения при лавинном процессе задира и схватывания с вырывом антифрикционного слоя. Суммарные окружные напряжения сжатия в антифрикционном слое часто достигают предела текучести материала. Это приводит к пластическим деформациям и образованию в антифрикционном слое остаточных напряжений, вызывающих изменение геометрических параметров вкладыша. Из всего этого следует задать граничные условия расчета ТНДС кривошипной головки шатуна с учетом гидроупругих параметров подшипников коленчатого вала.

Краткая характеристика двигателя-демонстратора и исследуемых моделей поршня

Для определения граничных условий (ГУ) расчета ТНДС детали ЦПГ и КШМ объектом исследования был выбран четырехтактный, двухцилиндровый авиационный двигатель, с оппозитным расположением цилиндров, с искровым зажиганием и воздушным охлаждением (головка цилиндров охлаждается маслом). В качестве топлива используется автомобильный бензин с октановым числом не менее 92. Масло - всесезонное, 100% синтетическое. Основные технические данные двигателя приведены в таблице 1.

Исследования проводились для двух основных режимов работы: взлетный режим (режим максимально допустимой частоты вращения) и крейсерский режим (см. таблицу 1). Конструкция поршня (рис. 1) была разработана с учетом существующих тен-

Таблица 1
Технические данные авиационного двигателя

Параметр	Значение
Диаметр цилиндра, D, мм	85
Ход поршня, S, мм	60
Степень сжатия (геометрическая), e, -	11,3
Взлетная мощность, Ne, кВт, / при частоте вращения, n, мин ⁻¹	44,7/6200
Максимальная крейсерская мощность, Ne, кВт, / при частоте вращения, n, мин ⁻¹	41,7/5800
Частота вращения холостого хода, n, мин ⁻¹	1400

денций развития современных авиационных бензиновых двигателей с внешним смесеобразованием и принудительным зажиганием, и имеет на огневом днище вытеснитель прямоугольной формы с округлениями. Поршень изготовлен из алюминиевого сплава, имеющего следующие теплофизические свойства: теплопроводность $\lambda=220$ Вт/м·К, плотность $\rho=2700$ кг/м³, удельная теплоёмкость $c=930$ Дж/кг·К.

На рис.1 приведены две трехмерные твердотельные модели поршня. Первый, упрощенный вариант (рис.1,а), имеет плоское огневое днище с вытеснителем с высотой 1,9 мм. Во втором, ре-



Рис. 1. Трехмерные модели поршня авиационного двигателя: а) упрощенный вариант с вытеснителем; б) реальный вариант с выточками под впускными и выпускными клапанами

альном варианте, учитываются 4 выточки (2 под впускными и 2 под выпускными клапанами) (рис.1,б). Следует подчеркнуть, что при определении термических граничных условий наличие выточек обычно не учитывается. Трехмерная модель внутрицилиндрового процесса позволяет отойти от такого традиционного подхода и оценить влияние как выточек (в случае исследуемого поршня их максимальная глубина составляет 4 мм), так и самого вытеснителя на формировании тепловых нагрузок от высокотемпературного рабочего тела на огневом днище поршня. Очевидно, что причиной перераспределения локальных тепловых нагрузок на поверхности огневого днища поршня в целом, и на поверхностях выточек и у кромок вытеснителя в частности, являются локальные скорости движения газа, генерированные неровностями указанных поверхностей.

Моделирование нестационарных процессов переноса количества движения, энергии, массы, концентрации и турбулентного сгорания в цилиндре двигателя. Уточнение граничных условий локального теплообмена и определение коэффициентов теплоотдачи

Использование математического моделирования на текущем этапе работы заключается в детальном анализе внутрицилиндровых процессов в двигателе-демонстраторе. Следует подчеркнуть, что широко распространенные на сегодняшний день термодинамические, так называемые "нульмерные", модели расчета рабочего процесса не позволяют исследовать влияние трехмерного нестационарного движения воздушного потока во впускной системе, величины зазоров на жаровом поясе, и двухточечного зажигания на параметры рабочего цикла и характеристики двигателя в целом. Как следствие, реальную картину распределения тепловых потоков на теплонапряженных деталях камеры сгорания при учете ее геометрии (формы и размеров вытеснителя, а также фор-

мы камеры в головке цилиндра) можно получить только при использовании трехмерного моделирования процессов.

В работе используется математическая модель нестационарных турбулентных процессов переноса в системе "впускной канал-цилиндр", основанная на трехмерных уравнениях количества движения (Навье-Стокса), энергии (Фурье-Кирхгофа), диффузии (Фика) и сохранения массы [7,8,9]. Данная система уравнений после осреднения по Фавру замыкается с помощью новой $k-\zeta-f$ модели турбулентности, предложенной К. Ханиаличем (K.Hanjalic) и др., уже находившей практическое применение в современных 3D-CFD-кодах [10]. Для описания профилей скорости и температуры в пристеночных областях, данная математическая модель дополняется гибридными пристеночными функциями.

На первом этапе расчета производится разбиение расчетной области, представляющей собой внутренний объем цилиндра двигателя, а также его впускные и выпускные коллекторы (рис.2), на конечное число контрольных объемов (КО). При этом осуществляется генерация расчетной сетки с несколькими подвижными элементами - поршнем, впускными и выпускными клапанами. Законы движения в этой системе задаются в виде перемещения как функции от угла поворота φ коленчатого вала (ПКВ) двигателя. В процессе движения поршня и впускного клапана расчетная область подвергается многократному переразбиению на КО (обычно, через каждые 10° угла поворота φ). Разбиения для промежуточных значений углов осуществляются деформированием (сжатием-расширением) КО в направлении оси цилиндра, впускных и выпускных клапанов. Результирующая сетка состоит преимущественно из гексагональных объемов-ячеек. Максимальный размер

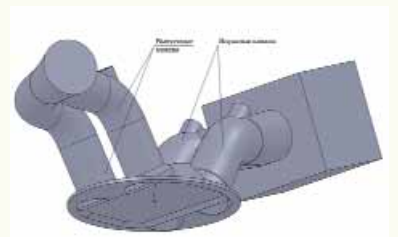


Рис.2. Внутренний объем цилиндра и впускных (выпускных) коллекторов АПД при положении поршня в ВМТ

ячеек изменяется от 0,4 мм (область клапанной щели) до 3,2 мм. Для сетки с каналами количество ячеек составляет приблизительно 360 000 при положении поршня в ВМТ.

Начальные условия (температура и давление в расчетном объеме), а также граничные условия (температуры на поверхностях впускного трубопровода, клапана, огневого днища поршня, внутренней поверхности гильзы и на головке цилиндра, давление на впуске и выпуске, температура воздуха на входе во впускной трубопровод) для расчета рабочего процесса задавались по экспериментальным данным. Поля скоростей, полученные при расчете процесса наполнения в момент закрытия впускного клапана, а также коэффициент избытка воздуха используются для определения параметров процесса сгорания в цилиндре исследуемого двигателя.

При этом индикаторные диаграммы работы двигателя на различных режимах также используются для верификации моделей сгорания и теплообмена в камере сгорания (КС) двигателя. Из сравнения индикаторных диаграмм исследуемого авиационного двигателя на режиме $n = 5800$ мин⁻¹, полученных в результате эксперимента и расчета по трехмерной модели, были определены значения констант в модели сгорания Магнуссена-Хартагера[11]: $V=17$, $C=1$. В результате использования этих значений погрешность в определении максимального давления цикла на режиме максимальной продолжительной мощности ($N_e = 45$ л.с., $n = 5800$ мин⁻¹) не превышала 0,5%, при этом несовпадение по углу максимального давления достигает 1° угла ПКВ, что является приемлемой величиной.

Результатом моделирования являются значения скоростей и температур во всех точках КС (рис.3) и локальных тепловых потоков в стенки камеры (рис.4). Очевидно, что высокие скорости перетекания рабочего тела из периферийной области КС в ее центральную часть обуславливают повышенные значения тепловых потоков в области выточек под выпускные клапаны в поршне. Зная локальные значения тепловых потоков можно оценить их ос-

редненные значения.

Имеется также возможность получения коэффициентов теплоотдачи на огневом днище поршня для дальнейшего анализа его

Таблица 2
Термические граничные условия на огневом днище поршня

№ зоны	$N_e=42,05$ кВт, $n=5800$ мин ⁻¹		$N_e=44,97$ кВт, $n=6200$ мин ⁻¹	
	$\bar{\alpha}$, Вт/(м ² К)	$T_{рез}$, К	$\bar{\alpha}$, Вт/(м ² К)	$T_{рез}$, К
1	500	1700	530	1683
2	460	1700	490	1683
3	420	1700	430	1683

теплонапряженного состояния в пакетах конечно-элементного моделирования (ANSYS, Nastran, ABAQUS).

Исходя из особенностей конструкции поршня, в частности формы тепловоспринимающей поверхности огневого днища, на этой поверхности выделяются 3 характерные зоны (рис. 5 а), на которых задаются полученные значения средних коэффициентов теплоотдачи и результирующих температур рабочего тела. Эти значения приведены в таблицах 2 и 3. Для задания граничных условий на боковой поверхности поршня для различных зон (рис. 5 б), представленных в таблице 3, были использованы рекомендации и экспериментальные данные.

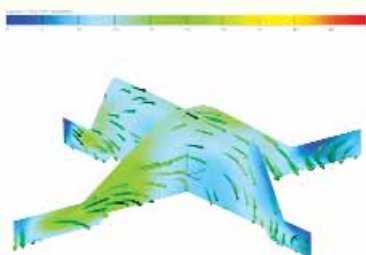


Рис. 3. Распределение скоростей в сечениях камеры сгорания АПД при работе на режиме $n = 5800$ мин⁻¹ ($\varphi = 377^\circ$ ПКВ)

что наиболее сложным участком для задания граничных условий является поверхность канавки верхнего компрессионного кольца (участок 4 на рис. 5б), для которой данные по коэффициенту теплоотдачи сильно отличаются друг от друга. В связи с этим были проведены численные эксперименты при существенно измененных значениях коэффициента теплоотдачи в этой зоне (таблица 3, зона 4, варианты а и б).

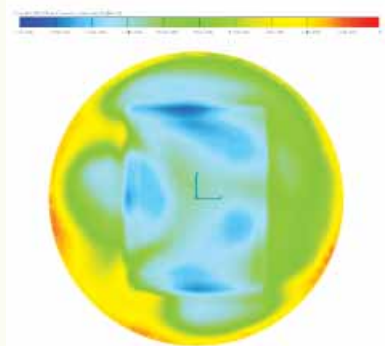


Рис. 4. Локальные значения тепловых потоков на огневом днище поршня АПД при работе на режиме $n = 5800$ мин⁻¹ ($\varphi = 377^\circ$ ПКВ)

Известно также, что наиболее сложным участком для задания граничных условий является поверхность канавки верхнего компрессионного кольца (участок 4 на рис. 5б), для которой данные по коэффициенту теплоотдачи сильно отличаются друг от друга. В связи с этим были проведены численные эксперименты при существенно измененных значениях коэффициента теплоотдачи в этой зоне (таблица 3, зона 4, варианты а и б).

Наряду с сопряжением цилиндрической группы не менее важным является сопряжение кривошипно-шатунного механизма. Рассмотренные особенности, связанные с работой подшипников коленчатого вала, требуют углубленного анализа теплового и напряженно-деформированного состояния всех элементов подшипникового узла при учете их взаимодействия с применением трехмерных конечно-элементных математических моделей. Следует заметить, что двумерные модели (плоская задача) не позволяют учесть изменение параметров, характеризующих работоспособность подшипников по его ширине.

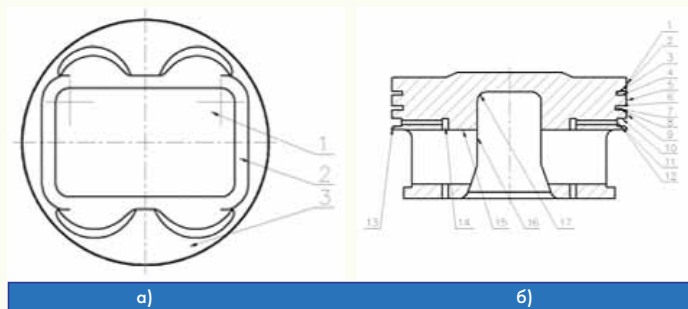


Рис. 5. Выделение характерных зон огневого днища (а), боковой и внутренней поверхности (б) поршня для задания термических граничных условий при расчете стационарной теплопроводности

Наличие современных программных комплексов и вычислительной техники позволяет при расчете напряженно-деформированного состояния деталей КШМ современных двигателей использовать трехмерные конечно-элементные модели с большим числом (сотни тысяч и более) элементов. Эти модели можно отнести к моделям третьего уровня. При их реализации естественно следует использовать твердотельное моделирование с автоматическим построением конечно-элементной сетки. При этом интегрированная конечно-элементная модель помимо расчета НДС, используется и для определения собственных частот колебаний коленчатого вала двигателя, массы деталей, координат центра масс и др.

Для реализации поставленных целей предлагается алгоритм выполнения расчетов, позволяющий эффективно проводить исследования на основе метода конечных элементов в сопряженной постановке. Для вычисления минимального зазора в шатунном подшипнике с учетом упругости коленчатого вала и шатуна необходимо решить задачу гидродинамики и теплообмена в масляном слое подшипника в эласто-гидродинамической постановке. Данная задача при использовании численного моделирования реализуется средствами, так называемого, жидкостно-структурного взаимодействия или анализа - FSI (FluidStructureInteraction) [12].

В программном комплексе ANSYS есть несколько модулей, позволяющих воспользоваться технологией FSI, при этом, для расчета гидродинамики и теплообмена возможно использование пакетов FLOTRAN, CFX или FLUENT, а для моделирования напряженно-деформированного состояния доступен только решатель MechanicalAPDL. Для данной работы выбрана связка FLUENT-MechanicalAPDL, как наиболее современная, эффективная и обладающая широкими расчетными возможностями.

Сопряженный анализ (учитывающий взаимовлияние параметров двух или более инженерных дисциплин, изучающих различные физические процессы, происходящие в исследуемом объекте) востребован, например, при решении задач, связанных - как в нашем случае - с камерами давления. Это анализ теплонапряжения. Также это применимо при изучении сужений потока - жидкостно-структурный анализ, индукционном нагреве - магнитно-тепловой анализ, работе с ультразвуковыми измерительными преобразователями - пьезоэлектрический анализ, магнитными формовками - магнитно-структурный анализ и др.

Процедура сопряженного анализа зависит от физики сопрягаемых областей, могут быть сформулированы два основных ме-

Таблица 3
Термические граничные условия на отдельных участках поверхности поршня

№	α , Вт/(м ² К)	$T_{рез}$, К	№	$\bar{\alpha}$, Вт/(м ² К)	$T_{рез}$, К
1	0	533	10	2000	428
2	2000	463	11	0	420
3	0	463	12	15 000	410
4	а) 15 000 б) 80 000	458	13	3000	400
5	500	455	14	300	358
6	2000	451	15	2000	358
7	0	448	16	170	358
8	15000	443	17	800	358
9	500	433			

Описание методики численного моделирования подшипников скольжения в упруго - гидравлической постановке

Сопряженный анализ (учитывающий взаимовлияние параметров двух или более инженерных дисциплин, изучающих различные физические процессы, происходящие в исследуемом объекте) востребован, например, при решении задач, связанных - как в нашем случае - с камерами давления. Это анализ теплонапряжения. Также это применимо при изучении сужений потока - жидкостно-структурный анализ, индукционном нагреве - магнитно-тепловой анализ, работе с ультразвуковыми измерительными преобразователями - пьезоэлектрический анализ, магнитными формовками - магнитно-структурный анализ и др.

Процедура сопряженного анализа зависит от физики сопрягаемых областей, могут быть сформулированы два основных ме-



тогда: последовательный [13,14,15] и прямой [16].

При прямом методе решение сопряженной задачи осуществляется одним решателем, например анализ теплонапряженного состояния в ANSYS Mechanical APDL, анализ гидродинамики и сопряженного теплообмена в ANSYS CFX, однако, упруго-гидродинамический анализ при помощи прямого метода в ANSYS не реализован по причине вычислительных сложностей.

Последовательный метод анализа, в зависимости от степени взаимного влияния рассматриваемых явлений, подразделяют на слабосопряженный (малые деформации) и сильносопряженный (податливые детали - большие деформации, как следствие, сильно влияние на поле течений).

Слабосопряженный алгоритм решает уравнения для жидкости и твердого тела независимо друг от друга. Алгоритм передает силы жидкости, плотности тепловых потоков, смещения твердого тела, скорости и температуры через границу раздела. Алгоритм выполняет итерации между анализом НДС твердого тела и анализом течения жидкости до тех пор, пока не будет достигнута сходимость для текущего временного шага (или до тех пор, пока не будет достигнуто максимальное количество итераций).

В большинстве задач конечно - элементные сетки жидкости и твердого тела не совпадают вдоль границы раздела вследствие

терфейс при использовании методики GGI (GeneralGridInterface - общий сеточный интерфейс) изображена на рис. 6. При таком алгоритме каждый элемент поверхности как с отправляющей, так и с принимающей стороны разделен на n точек интегрирования (IP), где n - число узлов сетки с каждой конкретной стороны. Трехмерные поверхности преобразуются в двумерную прямоугольную сетку. Узлы этих сеток с каждой стороны интерфейса при пересечении образуют так называемую контрольную поверхность, через которую и происходит обмен данными между расчетными модулями. Например, как показано на рис.6, IP с идентификаторами S1 и S2 на отправляющей стороне пересекаются с IP с идентификаторами R1 и R2 на принимающей стороне. При этом создаются области A1, A2 и A3 на контрольной поверхности.

Использование численных методов исключает возможность построения обобщенного решения. Поэтому практическая реализация упругогидродинамических задач рассматривается на конкретных примерах коренных и шатунных подшипников двигателей внутреннего сгорания. Вместе с тем применимость метода не ограничивается рассматриваемыми типами подшипниковых узлов.

По результатам расчета можно сделать вывод о работоспособности шатунных подшипников. Величина минимального зазора на кромке вкладыша составила 3,8 мкм (рис. 7, 8, 9).

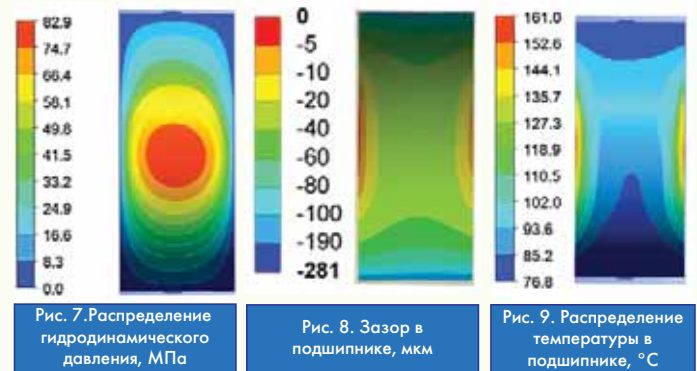
Однако данный вывод не характеризует запас надежности подшипникового узла, который определяется надежностью и долговечностью приработочного 20 мкм покрытия. Расчетные гидродинамические характеристики комплексные по всему подшипниковому узлу не в полной мере отражают особенности работы в

Таблица 4
Интерполяционные методы передачи нагрузки

Интерполяционный метод	Передача нагрузки от жидкости к твердому телу	Передача нагрузки от твердого тела к жидкости
Консервативный	Сила по трем направлениям координат Тепловая мощность	Смещение Скорость к/э сетки Температуры
Неконсервативный	Плотность силы по трем направлениям координат Плотность теплового потока	Смещение Скорость к/э сетки Температуры

того, что они к ним предъявляют разные требования по разрешающей способности. Последовательный слабо сопряженный метод поддерживает передачу нагрузки через несходную сетку. Алгоритм слабого сопряжения использует алгоритм линейного поиска узлов, принадлежащих конечно-элементной сетке. В таблице 4 приведены два интерполяционных метода передачи нагрузки. Интерполяционный метод определяет параметры, передаваемые через границу раздела сред.

Схема консервативного метода передачи данных через ин-



зонах преобладающего действия газовых и инерционных сил на вкладыш, если подшипниковый узел работает в экстремальных режимах. В связи с этим без экспериментальных данных по непосредственному изменению толщины масляного слоя в характерных нагрузочных зонах при различных режимах работы двигателя, включая экстремальные, оценить запас надежности сопряжения чрезвычайно сложно.

Для уточнения граничных условий ТНДС проводятся экспериментальные исследования по измерению толщины масляного слоя в указанных сопряжениях.

Методика измерения толщины масляного слоя в сопряжении КШМ

Для измерения толщины масляного слоя (ТМС) в ЦПГ и КШМ используется ёмкостной метод [17], позволяющий с высокой разрешающей способностью измерять малые зазоры в сопряжении, рабочие деформации деталей сопряжения и автоколебания.

Изменение ёмкости датчика, включенного в контур генератора высокочастотных колебаний, вызывает соответствующие отклонения частоты генератора от номинальной. Величина ёмкости датчика зависит от толщины слоя диэлектрика, заполняющего пространство между электродом, смонтированным в цилиндр и поршнем, или шейками коленчатого вала и подшипниками. Характер изменения частоты генерируемого напряжения определяется исследуемым параметром, т.е. толщиной масляного слоя в цилиндре при прохождении через датчики поршня, поршневых колец и подшипниках коленчатого вала. Датчики толщины масляно-

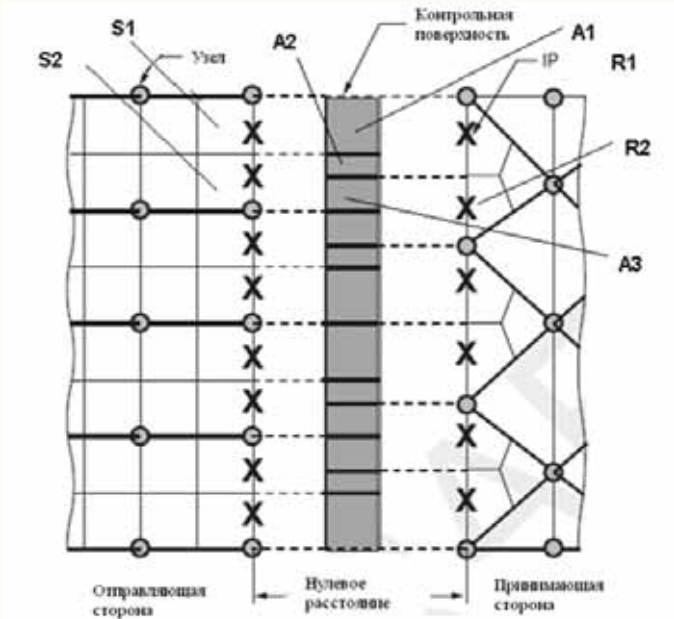


Рис. 6. Схема интерполяции при обмене данными через границу раздела сред

го слоя устанавливались в диаметрально расположенных зонах максимального действия газовых и инерционных сил. Схема расположения датчиков показана на рис.10 а, б.

На погрешность измерения ТМС могут оказывать влияние следующие факторы:

- пробой масляной пленки и ее поляризация:

экспериментально установлено, что подаваемое на датчик напряжение 6,8 В при частоте 800 кГц не пробивает толщину слоя

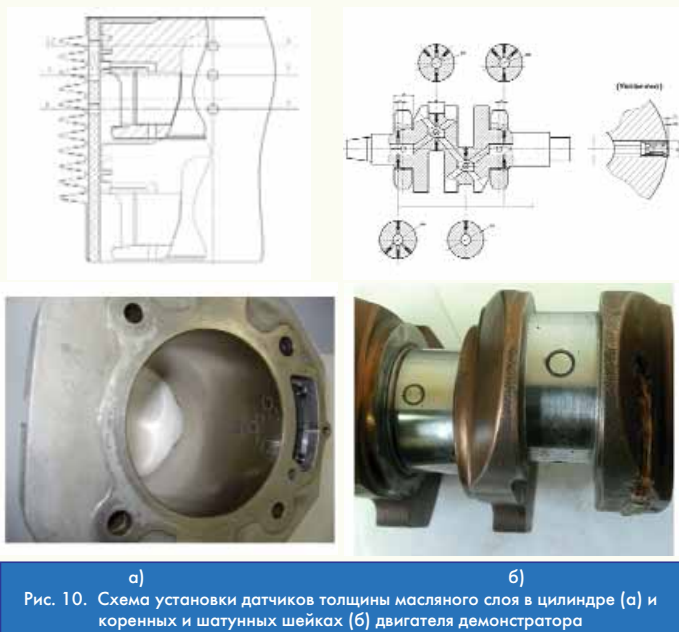


Рис. 10. Схема установки датчиков толщины масляного слоя в цилиндре (а) и коренных и шатунных шейках (б) двигателя демонстратора

более 1 мкм и не приводит к поляризации масла;

- несовпадение поверхностей трения датчика:

несовпадение этих поверхностей может вызвать искажение результатов замера толщины масляного слоя, но результаты измерения с помощью двойного микроскопа показали, что величина не превышает доли микрона;

- погрешность статической тарировки:

к погрешности метода тарировки относится погрешность в определении начала отсчета толщины масляного слоя в момент наступления электрического пробоя, и, как уже указывалось, составляет доли микрона;

- влияние температуры:

изменение температуры масла в процессе работы влечет за собой изменение диэлектрической постоянной масла, так с изменением температуры масла от 20 до 122°C диэлектрическая проницаемость масла изменяется на 4%, что приводит к погрешности 0,5 - 1,0 мкм;

- влияние перемещений и вибрации токонесущих проводов:

изменение положения коаксиального кабеля, соединяющего ёмкостной датчик с измерительным преобразователем, вызывает изменение ёмкости электрической цепи, что компенсируется подстройкой прибора;

- влияние пузырьков воздуха в масле:

диэлектрическая постоянная воздуха почти в три раза меньше диэлектрической постоянной масла, но при измерениях носит случайный характер.

Суммарная относительная погрешность измерений ТМС составляет не более ± 5,0%.

Изменение величины ёмкости датчика преобразуется измерительным преобразователем в электрический аналоговый сигнал, который после дополнительного усиления преобразуется аналого-цифровым преобразователем (АЦП) в цифровой код и вводится в память персонального компьютера.

В качестве АЦП использован внешний модуль USB-6251 фирмы "National Instruments" (16 бит, 8/16 кан, ± 0.1...10 В, 1.25 МГц), связь с ПК осуществляется через интерфейс USB 2.0.

Сбор, обработка и визуализация данных осуществляется программой, разработанной в среде "Labview", позволяющей наблюдать осциллограмму в процессе записи сигнала в режиме реального времени. Имеется возможность экспорта записанных данных в файлы различных форматов.

Тарировка аппаратуры

Тарировочное приспособление состоит из двух стальных брусков (рис.11) с выполненными в них углублениями - пазами глубиной 0,006...0,3 мм. Геометрические размеры приспособления и чистота обработки эталонных углублений выдерживались в соответствии с требованиями к поверхностям исследуемых пар трения. Имитируемые при тарировке зазоры получались наложением на плиту с датчиком брусков с углублениями. Геометрические параметры поверхностей, чистота обработки и абсолютная величина углублений определялись по профилограммам, снятым с точностью 0,0002 мм.

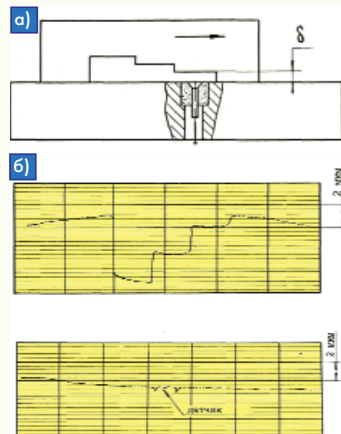


Рис. 11. Схема тарировочного устройства (а) и профилограммы рабочих поверхностей плиток (б)

Результаты исследований

Оценочными критериями характера трения в сопряжениях ЦПГ и КШМ являются:

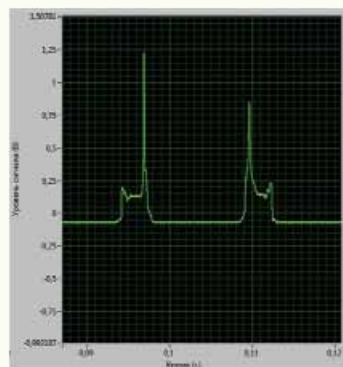


Рис.12. Изменение толщины масляного слоя по углу поворота коленчатого вала датчика в зоне газовых составляющих сил

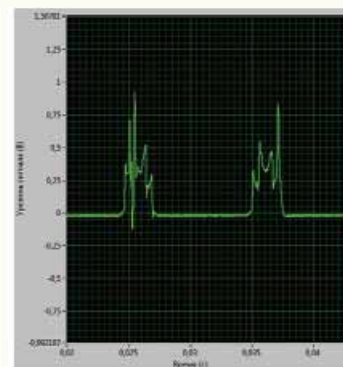


Рис.13. Изменение толщины масляного слоя по углу поворота коленчатого вала датчика в зоне инерционных составляющих сил

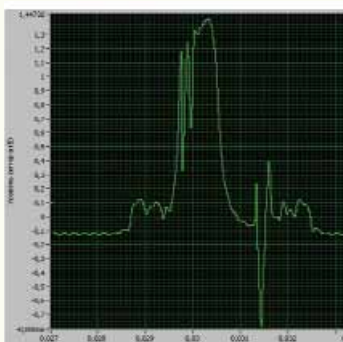


Рис.14. Изменение толщины масляного слоя по углу поворота коленчатого вала датчика в зоне газовых составляющих сил в режиме контактирования поверхностей трения

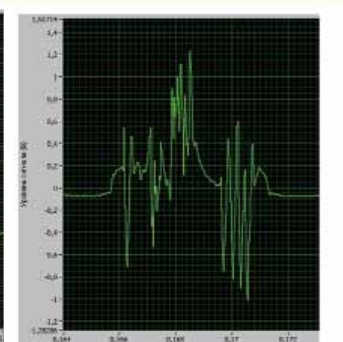


Рис.15. Изменение толщины масляного слоя по углу поворота коленчатого вала датчика в зоне инерционных составляющих сил в режиме контактирования поверхностей трения

- наличие контактирования поверхностей трения на уровне микронеровностей рис.12, 13, 14;

- фиксация устойчивого контакта, сопровождающегося сни-

жением чистоты обработки поверхностей трения и их свариванием рис.15;

- классификация поврежденных поверхностей трения по продолжительности устойчивого контакта и возможности приработки на благоприятных режимах работы и добавкой молибденовых присадок в масло;

- задание минимального диаметрального зазора в сопряжении, при котором продолжительность контакта поверхностей трения не приводит к лавинным процессам задира и схватывания.

Система сбора и обработки экспериментальных данных

Использование математического моделирования на текущем этапе работы заключается в детальном анализе внутрицилиндровых процессов в двигателе - демонстраторе. При этом экспериментальные данные (индикаторные диаграммы работы двигателя на различных режимах со стандартным и экспериментальным поршнем, величины толщин масляного слоя в зазоре поршень-гильза цилиндра) используются для верификации моделей сгорания и теплообмена в камере сгорания (КС) двигателя. Результатом моделирования являются значения температур во всех точках КС и тепловых потоков на ее стенках. Имеется также возможность получения коэффициентов теплоотдачи на огневом днище поршня для дальнейшего анализа его теплонапряженного состояния в пакетах конечно-элементного моделирования (ANSYS, Nastran, ABAQUS).

На следующем этапе работы предполагается использование уже апробированных математических моделей для предварительного анализа требуемых конструктивных параметров перспективного поршня с уменьшенным зазором по жаровому поясу, обеспечивающих высокую эффективность работы двигателя-демонстратора без превышения предельно допустимых показателей по ТНДС деталей ЦПГ. Полученные значения конструктивных параметров предполагается использовать в качестве первого приближения при разработке экспериментального поршня с увеличенной степенью сжатия, что позволит сократить затраты и время на его создание.

Как указывалось ранее, наиболее сложным участком для задания граничных условий является поверхность канавки верхнего компрессионного кольца (участок 4 на рис. 5 б), для которой данные по коэффициенту теплоотдачи сильно отличаются друг от друга. В связи с этим были проведены экспериментальные исследования ТМС экспериментальных поршней с различными радиальными зазорами в жаровом поясе и численные эксперименты при существенно измененных значениях коэффициента теплоотдачи в этой зоне (таблица 3, зона 4, варианты а и б).

Расчетные и экспериментальные исследования позволили разработать конструкцию поршня, выбрать диаметральный зазор по головке поршня в сопряжении. Применение изотермической штамповки позволило уменьшить вес поршня на 20 г. На основании экспериментальных исследований по измерению толщины масляного слоя удалось уменьшить на 8 мм высоту поршня, радиальный зазор в зоне жарового пояса уменьшить по головке поршня на 0,15 мм.

Экспериментальное определение характера трения в сопряжении КШМ позволит задать реальные запасы надежности работы сопряжения. Оценить гидродинамические характеристики подшипника, температуры начала контактирования поверхностей трения и режимы при которых происходит срабатывание приработочного покрытия, определить продолжительность устойчивого контакта поверхностей трения при лавинном процессе задира и схватывания с выровном антифрикционного слоя. Суммарные окружные напряжения сжатия в антифрикционном слое часто достигают предела текучести материала, что приводит к пластическим деформациям и образованию в антифрикционном слое остаточных напряжений, влияющих на изменение геометрических параметров вкладыша. А также задать граничные условия расчета ТНДС шатуна с учетом гидроупругих параметров подшипника поршневого авиационного двигателя.



Литература:

1. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. - 2-е изд., испр. и доп. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. - 472с.
2. Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Кавтарадзе З.Р., Никитин Ю.Н., Финкельберг Л.А. Моделирование локального нестационарного теплообмена в камере сгорания и теплонапряженного состояния поршня авиационного двигателя // Изв. РАН. Энергетика, 2010. №2. с.26.
3. Захаров С.М., Тарсис Ю.Л., Шорох Е.А. Совместный расчет многоопорного колечного вала и подшипников скольжения // Вестник машиностроения. -1985. - №1. - С. 5-7.
4. Пат. № 2391642 "Способ оценки режимов трения в сопряжениях цилиндропоршневой и кривошипно-шатунной групп поршневого двигателя и устройство для его осуществления". Никитин Ю.Н., Финкельберг Л.А., Костюченков А.Н., Астахов А.А. -2010
5. Пат. RU 2037802 C1 6 G 01 M 15/00. Способ оптимизации профиля боковой поверхности поршня, положения поршневых колец и минимального зазора между поршнем и цилиндром двигателя в холодном состоянии и устройство для его осуществления // Никитин Ю.Н., Коротеев С.В. - 1995.
6. Пат. № 2235216. Композитный поршень с антифрикционным покрытием для двигателей внутреннего сгорания / Никитин Ю.Н., Финкельберг Л.А., Костюченков А.Н., Вершинин А.В. - 2004.
7. Kavaradze R.Z., Onishchenko D.O., Zelentsov A.A., Sergeev S. S. The influence of rotational charge motion intensity on nitric oxide formation in gas-engine cylinder. Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 52, 2009. P 4308-4316.
8. Финкельберг Л.А. Методология оценки характера трения в сопряжении цилиндропоршневой группы с целью оптимизации параметров технического уровня авиационного поршневого двигателя // 66-я Междунар. науч.-технич. конф. "Автомобиль и окружающая среда": Ассоциация автомобильных инженеров НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" - 2009.
9. Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Кавтарадзе З.Р., Никитин Ю.Н., Финкельберг Л.А. Расчетно - экспериментальное исследование нестационарного локального теплообмена в камере сгорания и теплонапряженного состояния поршня авиационного поршневого авиационного двигателя // 66-я Междунар. науч.-технич. конф. "Автомобиль и окружающая среда": Ассоциация автомобильных инженеров НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" - 2009.
10. Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Онищенко Д.О., Финкельберг Л.А., Костюченков А.Н. Моделирование процессов в системе "впускной коллектор-цилиндр" авиационного поршневого двигателя с распределенным впрыскиванием топлива / Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия: Машиностроение. 2012. № 4. С. 3-15.
11. Magnussen B.F., Hjertager B.H. On mathematical model soft turbulent combustion with special emphasisions on formation and combustion. 16-th International Symposium Combustion. Cambridge, 1976. Pp. 719-729.
12. Hos C., Triesz P., Nyers T. An FSI Study Of The Dynamic Behaviour Of Planar Journal Bearing // The 14th International Conference on Fluid Flow Technologies. 2009.
13. D. Benasciutti, M. Gallina, M. Gh. Munteanu. Numerical Approach for Static and Dynamic Analysis of Deformable Journal Bearings // World Academy of Science, Engineering and Technology. Vol.6, 2012.
14. Makino T., Koga T. Crank Bearing Design Based on 3-D Elasto-hydrodynamic Lubrication Theory // Technical Review Vol.39 No.1 / Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. 2002
15. Shenoy B., Pai R., Rao D. Elasto-hydrodynamic lubrication analysis of full 360 journal bearing using CFD and FSI techniques // World Journal of Modelling and Simulation / Vol. 5, No. 4. 2009. pp. 315-320.
16. Rozhdvestvensky Y, Khozenjuk N, Mylnikov A and et al. Modeling of a multi supporting crankshaft tribo-system of internal combustion engine. // Proceedings of the 15th Nordic Symposium on Tribology "NORDTRIB 2012", Trondheim, Norway, 12-15 June 2012. CD - P. 163.
17. Л.А. Финкельберг, Ю.Н. Никитин, В.И. Фронтов Экспериментальное исследование характера трения в сопряжениях цилиндропоршневой группы на авиационном поршневом двигателе Труды ЦИАМ №1343 Москва 2010 с.304.