

ванных временных процессов, при этом амплитуды четных гармоник и нечетных гармоник выше 5-й составляют менее 1,0% от амплитуды первой гармоники.

ВЫВОДЫ.

1. Таким образом, на примере аксиального дизеля П-4 ($D=120$ мм, $S=90$ мм, число цилиндров 4) показана возможность применения систем автоматизированного проектирования и инженерного анализа при исследовании кинематики АПД.
2. Достигнуто полное совпадение с результатами аналитических исследований.
3. Особенностью применения систем инженерного анализа является отсутствие необходимости в аналитических выражениях для кинематики и динамики исследуемых механизмов.

Литература:

1. Байрамов Ф.Д., Никишин В.Н., Тетерин М.Ф. Кинематика аксиального приводного механизма (АПМ) поршневого двигателя // Труды II Международной научно-практической конференции «Автомобиль и техносфера». Казань: Изд-во Казан. гос. тех. ун-та, 2001 г., 714 с., С.239 – 244.

ПРОГРАММА PISTON-DHT ДЛЯ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИКИ, ГИДРОДИНАМИКИ И ТРИБОЛОГИИ ПОРШНЯ ДВС

Путинцев С.В., Аникин С.А., Иванов О.В. (МГТУ им. Н.Э.Баумана)

Назначение. Программа PISTON-DHT предназначена для расчета основных параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня применительно к двигателю внутреннего сгорания (ДВС).

Основные расчетные параметры. Под ними подразумеваются достаточно трудно определяемые не только расчетом, но и экспериментом величины, сопровождающие движение поршня в цилиндре ДВС:

1. *Параметры динамики.* Это, прежде всего, приложенные к поршню реакции, возникающие как со стороны масляного слоя, так и (при его нарушении) в зонах непосредственного контакта поршня с поверхностью цилиндра. Сюда же относится и опрокидывающий момент, действующий на поршень со стороны указанных сил. На основе решения уравнений равновесия поршня под действием факторов внешней нагрузки и реакций (включая силы и моменты) в программе определяются параметры положения поршня в цилиндре с учетом наличия зазоров в сопряжении «поршень-цилиндр», формы боковой поверхности (профиля) поршня, а также деформации образующей внутренней поверхности (зеркала) цилиндра и юбки поршня. Кроме того, по известным зазорам и времени их выбора программа определяет энергию соударения поршня с цилиндром.

2. *Параметры гидродинамики.* Решение уравнений равновесия было бы невозможным без нахождения реакции со стороны слоя смазочного материала. Эта реакция, называемая еще гидродинамической несущей способностью смазываемой поверхности, определяется как результат интегрирования гидродинамического давления в слое масла, заполняющего зазор между поршнем и цилиндром. Программа позволяет получать и анализировать распределение этого давления по поверхности юбки поршня для любого расчетного положения поршня в течение рабочего цикла.

3. *Параметры трибологии.* После определения положения поршня относительно стенки цилиндра на основании сопоставления минимальной толщины слоя масла в зазоре с шероховатостью поверхностей программа определяет режим трения и в соответствии с ним вычисляет силу трения и износ поверхности поршня в

зонах контактирования с цилиндром за определенный (задаваемый во входных данных) период времени. Наличие результатов расчета сил (а также коэффициентов) трения поршня в сборе с кольцами позволяет определять итоговый параметр - мощность механических потерь в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ).

Ограничения. Программа ориентирована для расчета поршней только 4-х тактных ДВС, имеющих гладкие (без продувочных окон, щелей и т.п.) внутренние поверхности цилиндров.

Расчету подлежат только поршни, не имеющие канавок для поршневых (маслосъемных) колец в зоне юбки.

Расчет ведется для единичной ЦПГ в составе традиционной схемы кривошипно-шатунного механизма (КШМ).

Максимальное количество поршневых колец на поршне – 3, минимальное – 1.

Математическая модель. Согласно расчетной схеме (рис.1) поршень обладает тремя степенями свободы: перемещениями относительно цилиндра по координатным осям системы OXY и вращением (опрокидыванием) в плоскости этой системы.

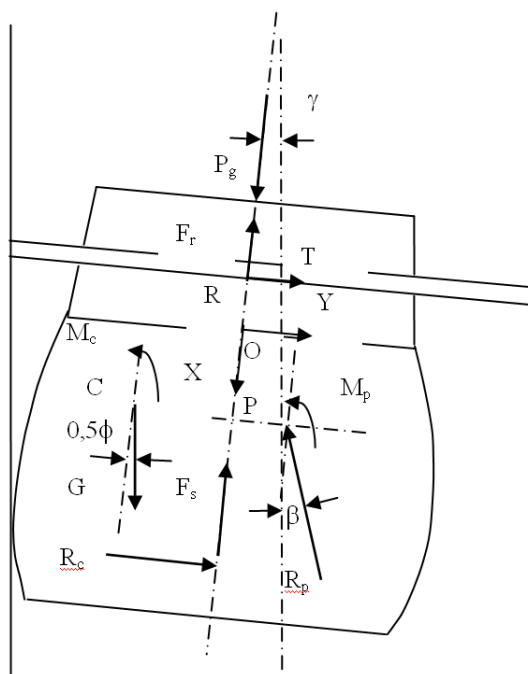


Рис.1. Расчетная схема сопряжения ЦПГ в программе PISTON-1

Принятые допущения традиционны для классической динамики твердого тела и гидродинамики подшипников скольжения. После применения к поршню уравнения плоскопараллельного движения твердого тела, получали систему из трех уравнений с девятью неизвестными. Поскольку такая система неразрешима, то для решения задачи применяли прием разбиения последней на два этапа.

На первом этапе решения пренебрегали движением поршня в пределах зазора с цилиндром и использовали оценочные (на основе закона Амонтона) значения всех

сил и моментов трения, после чего получали алгебраически разрешимую систему уравнений движения поршня с тремя неизвестными – реакцией шатуна R_p , ее моментом M_p и реакцией цилиндра R_c :

$$m\ddot{x} = P_g^x + mg \cos 0,5\phi - R_p \cos \beta - F_c^x - F_c^y;$$

$$0 = -mg \sin 0,5\phi - R_p \sin \beta + R_c^y + T^y;$$

$$0 = (F_s^x + F_r^x - P_g^x)y_c - R_p [\sin \beta (x_p - x_c) + \cos \beta (y_p - y_c)] + T^y (x_r - x_c) + M_p + M_c,$$

где m - масса поршня;

P_g - сила давления газов;

$mg = G$ - силы тяжести поршня;

ϕ - угол развала цилиндров;

β - угол качания шатуна;

F_s, F_r - силы трения юбки поршня и колец о цилиндр соответственно;

T - сила трения колец о канавку поршня;

M_c - момент трения в паре «поршневой палец-втулка шатуна»;

x_p, y_p - координаты оси поршневого пальца;

x_c, y_c - координаты центра масс поршня;

x_r - осевая координата канавки кольца.

На втором этапе определяется положение равновесия поршня относительно цилиндра с учетом наличия заполненных смазочным материалом зазоров в сопряжении «юбка поршня-цилиндр». Необходимая для этого гидродинамическая несущая способность юбки поршня вычисляется в программе на основе расчета гидродинамического давления путем численного решения уравнения Рейнольдса в двумерной нестационарной постановке:

$$\nabla(h^3 \nabla p) - 6\mu \left(V \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) = 0,$$

где h - толщина смазочного материала;

p - гидродинамическое давление смазочного материала;

μ - динамическая вязкость смазочного материала;

V - скорость движения (скольжения) поверхности;

x - координата в направлении скорости движения;

t - время.

Данная задача решается в программе проекционно-сеточным методом Бубнова-Галеркина (метод конечных элементов) на половине развертки поверхности юбки поршня при нулевых граничных условиях по давлению на верхней и нижней границах юбки и условию равенства нулю производной давления на линиях пересечения поверхности юбки с плоскостью качания шатуна. При этом решение системы получаемых алгебраических уравнений выполняется с помощью метода неполной факторизации.

Величина зазора h (толщина слоя смазочного материала) в сопряжении «юбка поршня-цилиндр», входящая в уравнение Рейнольдса, определяется как сумма нескольких составляющих:

$$h = h(x, \theta, t) = h_h + \delta_s + \delta_c + (\Delta_\gamma + \Delta_y) \cos \theta,$$

где h_h - профиль юбки поршня в нагретом состоянии;

δ_s - деформация юбки поршня от действия нормальной нагрузки (боковой силы);

δ_c - деформация стенки цилиндра от совокупного действия температурных и механических напряжений;

Δ_γ - приращение зазора в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» (толщины слоя смазки) при повороте поршня на малый угол γ относительно оси поршневого пальца;

Δ_y - смещение координаты центра масс поршня вдоль оси Y относительно осного расположения в цилиндре;

θ - угол в направлении окружности юбки поршня.

Параметры h_h и δ_c выступают как известные входные величины. Остальные параметры вычисляются либо задаются (θ) в ходе процедур выполнения расчета.

В результате определения на каждом шаге расчета по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) положения поршня относительно цилиндра вычисляется и минимальная толщина слоя смазочного материала в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» - h_m . На основании сопоставления значения h_m с критическим значением h_c шероховатости поверхности юбки поршня или зеркала цилиндра (входные величины) выполняется идентификация режимов трения в сопряжении:

$h_m < h_c$ - граничный режим;

$h_m = h_c$ – смешанный режим;

$h_m > h_c$ – гидродинамический режим.

После идентификации режимов трения выполняется расчет силы трения поршня и его износа.

В первом случае используется универсальная зависимость Боудена-Тейбора, позволяющая учитывать особенность всех трех названных режимов применением коэффициента α , представляющего собой долю площади непосредственного (металлического) контактирования трущихся тел:

$$F = \alpha F_b + (1 - \alpha) F_h,$$

где F_b – сила трения при граничном режиме, определяемая известной зависимостью Амонтона;

F_h – сила трения при гидродинамическом режиме, находимая согласно классической формуле Ньютона-Петрова для случая плоского подшипника (ползуна).

В соответствии с указанными режимами трения коэффициент α принимает дискретные значения 1; 0,5 или 0.

Знание силы трения поршня позволяет получать при известной величине внешней нагрузки значение коэффициента трения в сопряжении.

Суммированием произведений средней силы трения на среднюю скорость поршня в программе определяется итоговый трибологический показатель – мощность механических в ЦПГ.

При идентификации смешанного и граничного режима трения, в которых имеет место нарушение сплошности масляного слоя и непосредственное контактирование сопрягаемых поверхностей, в программе производится расчет линейного износа материала поршня h_w в зоне контакта.

Принятая модель изнашивания – усталостное истирание по Арчарду при движении мягкой полусферы (поршень) по абсолютно твердой плоскости (цилиндр):

$$h_w = \frac{k q_H S}{3 HB},$$

где k – отношение числа приводящих к износу фрикционных связей к полному числу последних (эмпирическая константа для каждой пары материалов);

q_H – контактное давление по Герцу;

S – путь трения по контактированию;

HB – твердость изнашиваемого материала по Бринеллю.

Расчет результата изнашивания – линейного износа поверхности юбки и головы поршня производится для определенной продолжительности работы двигателя, которая является задаваемой входной величиной.

Язык программирования и алгоритм. Вычислительное ядро программы написано на языке PASCAL. Укрупненная последовательность логических и вычислительных процедур представлена на рис.2.

Краткая характеристика входных данных. Входные данные программы представлены в форме массивов и независимых величин.

В форме массива задаются:

1. Индикаторная диаграмма двигателя.
2. Профиль юбки поршня в нагретом состоянии.
3. Профиль образующей внутренней поверхности цилиндра.

В форме независимых величин задаются:

1. Геометрические размеры деталей ЦПГ и КШМ.
2. Физические параметры деталей ЦПГ, их поверхностей и материалов: масса, плотность, шероховатость, коэффициенты трения, вязкость масла и др.
3. Температуры поверхностей поршня и цилиндра в характерных зонах.
4. Параметры режима работы: частота вращения коленчатого вала, продолжительность работы двигателя.

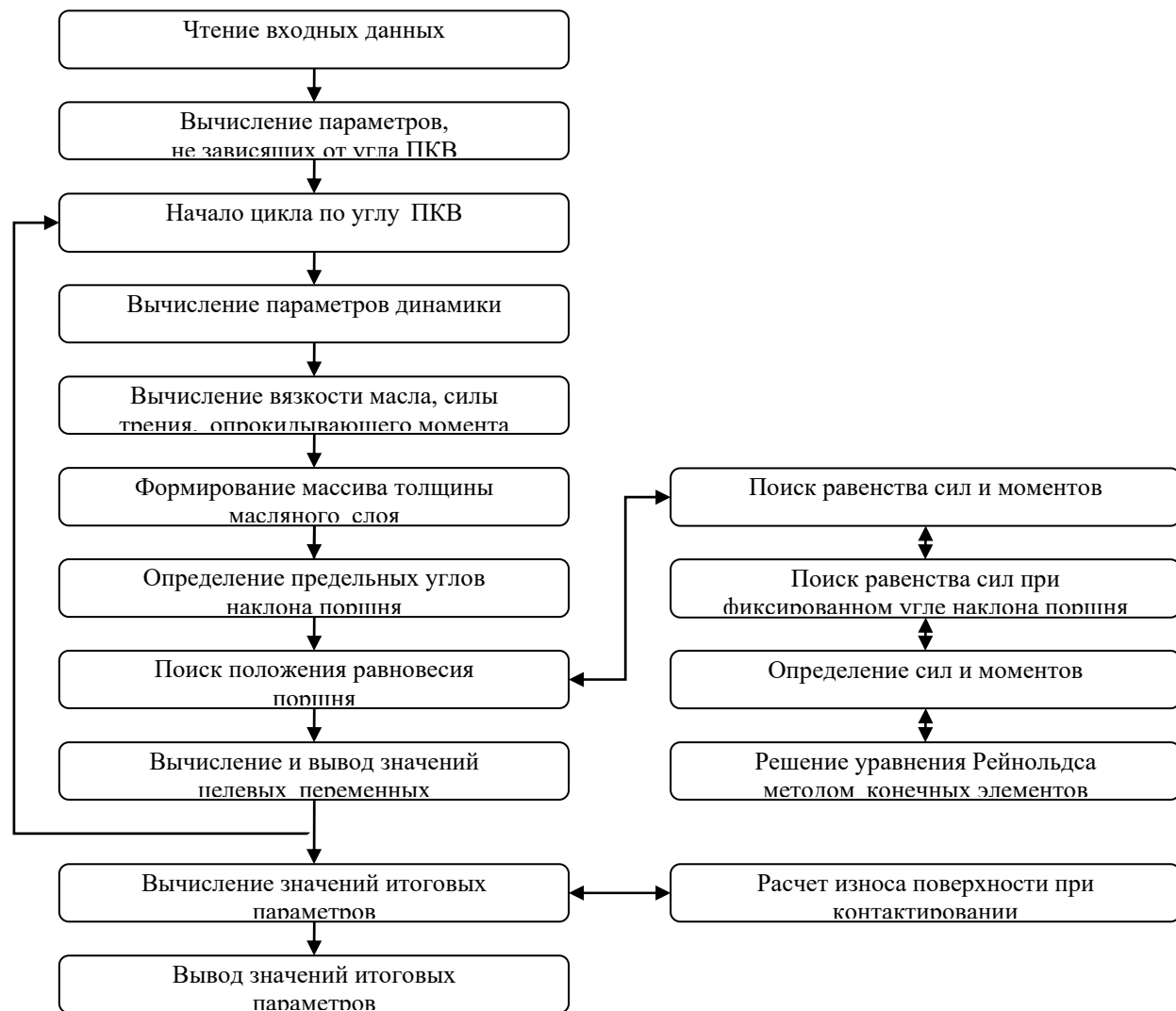


Рис.2. Последовательность основных вычислительных и логических операций в программе PISTON-DHT

Графиками величин в функции угла ПКВ:

1. Реакции и опрокидывающий момент поршня.
2. Зазоры в сопряжении «поршень-цилиндр», угол опрокидывания (наклона) и радиальное смещение относительно оси цилиндра.
3. Составляющие (гидродинамическая и граничная), а также общая сила трения в ЦПГ.

4. Коэффициент трения в сопряжении «поршень-цилиндр».

Трехмерными графиками (полями):

1. Распределение гидродинамического давления по развертке юбки поршня.
2. Распределение линейного износа по развертке юбки поршня.

Круговыми диаграммами:

1. Износ поверхности головы поршня (вид на поперечное сечение).
2. Износ поверхности юбки поршня (вид на поперечное сечение).
3. Режимы трения в ЦПГ.

Таблицами:

1. Все вышеперечисленные графики и диаграммы имеют поддержку в таблично-протокольной форме.
2. Итоговые результаты расчета параметров динамики и трибологии.

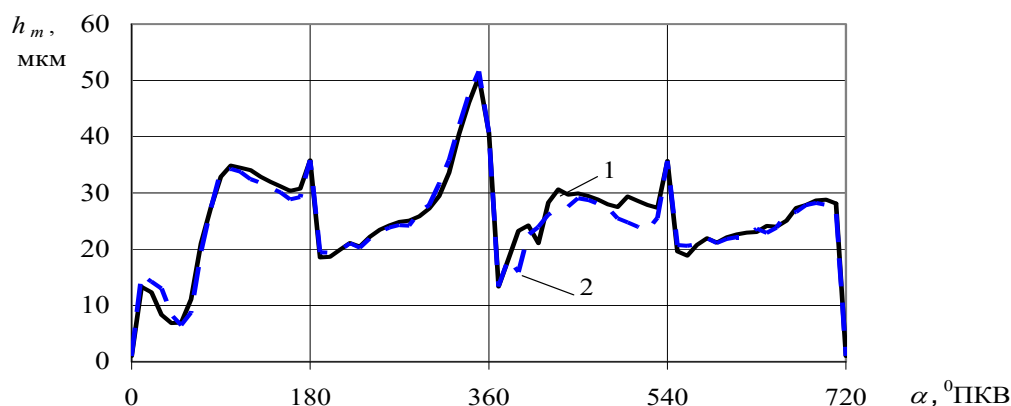


Рис.3. Минимальный зазор в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» дизеля 2Ч 10,5/12 при использовании различных моторных масел: 1 - обычное, 2 - энергосберегающее

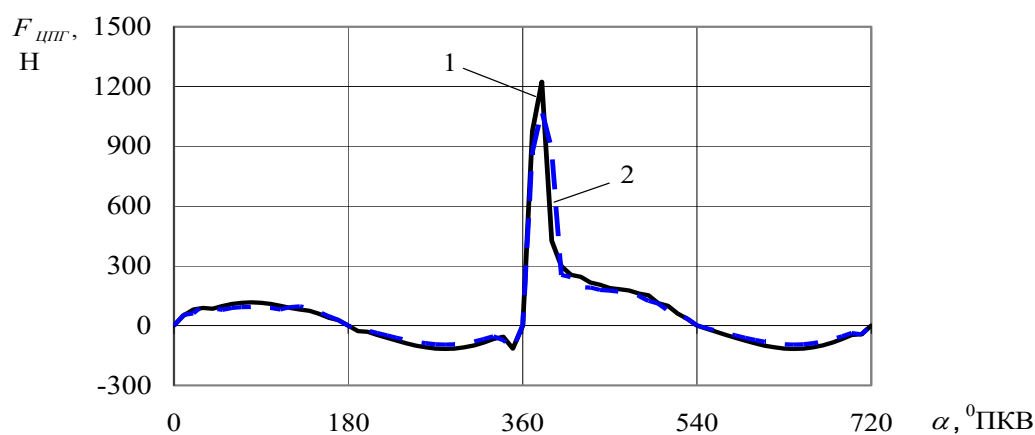


Рис.4. Сила трения в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» дизеля 2Ч 10,5/12 при использовании различных моторных масел: 1 - обычное, 2 - энергосберегающее

Отличительные особенности и возможности программы:

1. Совмещение расчета поршня и поршневых колец в составе единой поршневой группы.
2. Использование добротных моделей и классических уравнений в их полной авторской форме и постановке.
3. Надежные, научно обоснованные методы расчета и решения уравнений.
4. Максимальная простота использования программы на этапах формирования входных данных и анализа результатов расчета.

5. Предельно высокая информативность выходных данных для решения задач подобного класса.

Пример расчета параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня с помощью программы PISTON-DHT

Для номинального режима работы тракторного дизеля 2Ч 10,5/12 (Д-120 – ВМТЗ) и использования двух типов моторного масла (обычного и энергосберегающего) выполнены расчеты изменения минимального зазора и силы трения в сопряжении «юбка поршня-цилиндр», представленные соответственно на рис. 3 и рис.4.

Апробация программы. Программы прошла многоуровневую проверку на основе верификации и сопоставления с имеющимися экспериментальными и опубликованными расчетными данными других авторов. По выполненным оценкам максимальное расхождение результатов расчета по программе PISTON-DHT и эксперимента в целом не превышает 10-15%.

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОМПОНЕНТОВ ЕДИНОГО ИНФОРМАЦИОННОГО ПРОСТРАНСТВА «ДВС» ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ЕГО ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Шатров М.Г., Яковенко А.Л., Вирановский С.В. (Московский автомобильно-дорожный институт (государственный технический университет))

Одной из важнейших проблем отечественного двигателестроения является разработка единого информационного пространства ДВС (ЕИП ДВС). Его создание позволяет сократить затраты в жизненном цикле двигателя, уменьшить времена на его проектирование и производство, повысить его потребительские и экологические качества.

ЕИП ДВС предполагает объединение всех автоматизированных систем, которые применяются в жизненном цикле ДВС, вокруг его информационной модели, которая может быть использована многоаспектно на различных этапах. Одной из составляющих этого пространства является информационная модель конструкции двигателя. В зависимости от цели исследования определяется сложность формируемой модели, которая может варьироваться от базового набора данных двигателя S , D , $l_{ш}$ до твердотельных моделей, применяемых на этапе внутреннего проектирования.

При формировании концепции нового двигателя определяющим является выбор базовых параметров его конструкции, обеспечивающих заданный уровень эффективной организации рабочего процесса, требуемых массово-габаритных, динамических и экологических параметров. Применение параметрических трехмерных моделей позволяет конструктору оперативно осуществлять выбор базовых параметров ДВС с учетом многоплановости и, зачастую, противоречивости предъявляемых к нему требований.

На структурный шум ДВС в значительной степени влияют его площадь наружных поверхностей, масса подвижных и неподвижных деталей, а также их габариты. Эти данные могут быть получены на основании статистики или непосредственно, используя разработанные трехмерные параметрические модели основных элементов КШМ (рис. 1).