

мосвязей переменных факторов с углом поворота коленчатых валов.

Для бесшатунного двигателя были получены уравнения в малых отклонениях для 29-ти независимых переменных, отражающих погрешности изготовления и сборки, а также тепловой режим двигателя. После этого получено общее уравнение в малых отклонениях для угла ψ и построена развернутая структурная схема связи углового перемещения кулисы с погрешностями. Полные коэффициенты влияния, определены с помощью развернутой структурной схемы.

Изложенная методика позволяет получить линейные уравнения и выбрать на стадии проектирования оптимальную конструкцию двигателя, а также рациональные допуски и посадки.

В качестве примера отметим, что оптимальная точность (допуски и посадки), при которой получается сравнительно невысокая стоимость изготовления двигателя, может соответствовать 7-й степени точности. При этом в конструкции двигателя, изготовленного по такой степени точности, должно быть шарнирное соединение штока с кулисой на расстоянии от оси ползунов, равном 0...16 мм.

Заключение

Описана методика определения оптимальных параметров бесшатунного двигателя на основе метода малых отклонений. Методика обеспечивает одновременно выбор рациональных допусков на изготовление и сборку деталей и определение оптимальной конструкции двигателя.

Список литературы:

1. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т. 1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. – Донецк: «Лебедь», 1998. – 228 с. 2. Погрешности элементов бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом / Н. И. Мищенко, В. Г. Заренбин, Т. Н. Колесникова, В. Л. Супрун Погрешности элементов бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С. 86-89. 3. Черкез А.Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений. – М.: Машиностроение, 1975. – 378 с. 4. Кнауб Л.В., Барсуков С.І. Теорія уприскування палива у малих відхиленнях // Eksploatacja silnikow spalinyowych. – Szczecin: Wydawnictwo katedry eksploatacji pojazdow samochodowych politechniki szczecińskiej. – 2002. – Zeszyt № 5. – P. 35–49.

УДК 621.436

Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, Л.Л. Мяжков, канд. техн. наук, А.В. Кареньков, асп.

ВЛИЯНИЕ МАСЛЯНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ НА ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ ПОРШНЕЙ ДВС

Введение

Постоянное увеличение форсирования двигателей внутреннего сгорания требует снижения температурных нагрузок на поршень. Одним из эффективных способов снижения является струйное охлажде-

ние, которое осуществляется подачей охлаждающего масла из форсунки, установленной в корпусе двигателя, на внутреннюю поверхность поршня. Его распространение обусловлено простотой организации, а

также применимостью для поршней обычной конструкции.

Формулирование проблемы

В настоящее время основным методом анализа тепловой и механической напряженности деталей двигателей является метод конечных элементов (МКЭ). Его повсеместное применение обеспечивается наличием универсальных пакетов прикладных программ. Проведенный анализ методик [1-8] расчёта параметров теплообмена при струйном охлаждении показал их ограниченные возможности, несоответствующие для анализа МКЭ.

Решение проблемы

Расчёт параметров плёнки с учётом движения поршня

В представленной работе проводится исследование теплообмена на внутренних поверхностях поршня, принудительно охлаждаемых маслом. Целью исследования является изучение механического и теплового взаимодействия потока масла с возвратно-поступательно движущейся внутренней поверхностью поршня.

Рассмотрено течение плёнки масла по внутренней поверхности поршня между бобышками, подаваемого из форсунки, установленной в корпусе двигателя. Принимается формулировка струйного (одномерного) течения в слое вязкой жидкости. Расчётная схема одномерного течения плёнки масла приведена на рис. 1.

В плёнке на ускоренно перемещающейся поверхности поле скоростей представляется суммой некоторого начального течения, задаваемого соплом, и периодических знакопеременных течений, задаваемых переносной скоростью. Отрывы плёнки возможны при больших положительных (направленных к ВМТ) ускорениях поршня. Их можно исключить увеличением расхода или начальной скорости масла через сопло.

Принимаем, что по поверхности поршня $n = 0$ распространяется плёнка вязкой жидкости. Поверхность поршня $n = 0$ совершает ускоренное возвратно-поступательное движение с ускорением $j = dU/dt$.

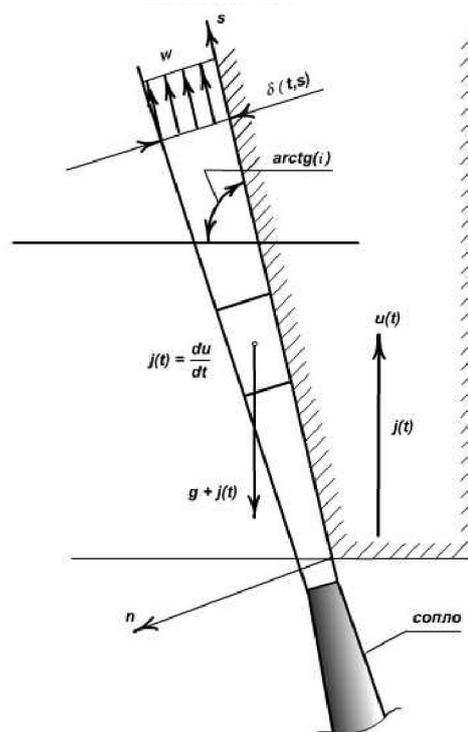


Рис. 1 Расчётная схема одномерного течения плёнки масла

Решение гидродинамической части задачи проводится не по традиционной схеме вязкого течения в пограничном слое пленки, а в гидравлической постановке. Эта постановка не дает полей скорости и температуры, но отвечает на вопрос в принципе – возможно ли течение в данном поле переносной скорости.

При расчете теплообмена используется расходная характеристика сопла

Система уравнений движения и имеет вид

$$\frac{Dw}{Dt} = -i \cdot g + i \cdot j - v \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} \quad (1)$$

Здесь:

$$\frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial s} - \text{субстанциальная производная}$$

скорости в относительном движении,

w – средняя скорость жидкости в пленке в относительном движении,

$i = \cos(\angle(s, z))$, s – продольная координата, $s \perp n$, x

– горизонтальная координата

$v \frac{\partial^2 w}{\partial s^2}$ – составляющая трения

$\delta = \delta(t, s)$ – толщина пленки,

$q = w \cdot \delta$ – расход жидкости в относительном движении.

За положительное ускорение принято направление от НМТ к ВМТ.

Линеаризованный аналог (1) получается, если пренебречь квадратом скорости

Уравнение движения плёнки масла

$$\frac{\partial w}{\partial t} = g i - j(t) \cdot i + v \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} \quad (2)$$

Принимается допущение, основанное на линейном уменьшении кинетической энергии масла на выходе из сопла в вертикальном направлении

$$\frac{\partial w}{\partial t} = \frac{\partial w}{\partial s} \cdot \frac{\partial s}{\partial t} = -\frac{w_0^2}{s} \cdot \left(1 - \frac{s}{L}\right) \quad (3)$$

Тогда выражение скорости плёнки масла :

$$w(n) = \left[\frac{w_0^2}{L} \left(1 - \frac{s}{L}\right) + g \cdot i - j(t) \cdot i \right] \cdot \frac{\delta^2}{2v} \cdot \frac{n}{\delta} \cdot \left(2 - \frac{n}{\delta}\right) \quad (4)$$

Расход масла через плёнку

$$q = \int_0^{\delta} w dn = \frac{\delta^3}{3v} \left[\frac{w_0^2}{L} + g \cdot i - j(t) \cdot i \right] \quad (5)$$

Толщины плёнки

$$\delta(t, s) = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot v \cdot q}{\frac{w_0^2}{L} \cdot \left(1 - \frac{s}{L}\right) + g \cdot i - j \cdot i}} \quad (6)$$

Величина δ пропорциональна величине коэффициента теплоотдачи от масла в стенку. Исходя из подобия уравнений переноса, можно утверждать, что:

$$\frac{\delta \alpha}{\lambda} = \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \cdot C \quad (7)$$

Экспериментальное исследование масляного охлаждения

Экспериментальное исследование посвящено изучению движения масляной плёнки вдоль внутренней поверхности поршня, расположенной между бобышками. С этой целью была создана экспериментальная установка, дающая возможность получить детальное представление о процессе взаимодействия струи масла с охлаждаемой поверхностью.

Принципиальная схема показана на рис.2. Основное назначение исследуемого элемента 3 состоит в имитации отвода теплоты, подводимой от горелки 5 к огневому днищу, в охлаждающее масло, подающееся из форсунки 4 на внутреннюю поверхность. Задание исследуемому элементу возвратно-поступательного движения производится с помощью кривошипно-шатунного механизма 1, приводимого в движение электродвигателем 2. Датчики 6 фиксируют температуры масла на выходе из форсунки и после прохождения поверхности охлаждения. Для оценки теплоотдачи от масла в воздух фиксируется температура картерных газов 7. Для определения распределения температур внутри исследуемого элемента в его корпус вмонтированы термомпары.

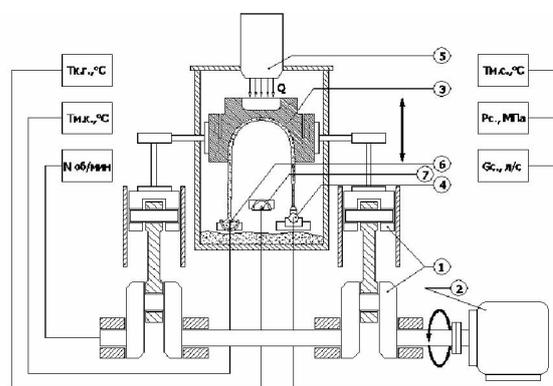


Рис.2 Схема экспериментальной установки

Результаты и обсуждение

Целью настоящего исследования является получение данных для оценки влияния параметров охлаждающего масла на тепловое состояние поршня.

При этом рассматривается влияние температуры и расхода масла на тепловое состояние элемента 3. Важно также установить характер движения плёнки вдоль омываемой поверхности при различных её конфигурациях.

Эксперимент проводился при температуре масла $T_{M}=89^{\circ}\text{C}$ и частоте вращения коленчатого вала

1050 мин^{-1} .

При выполнении серии экспериментов с использованием конструкции исследуемого элемента 3 с охлаждаемой поверхностью, максимально приближенной к внутренней поверхности поршня, расположенной между бобышками, были получены следующие результаты представленные на рис.3.

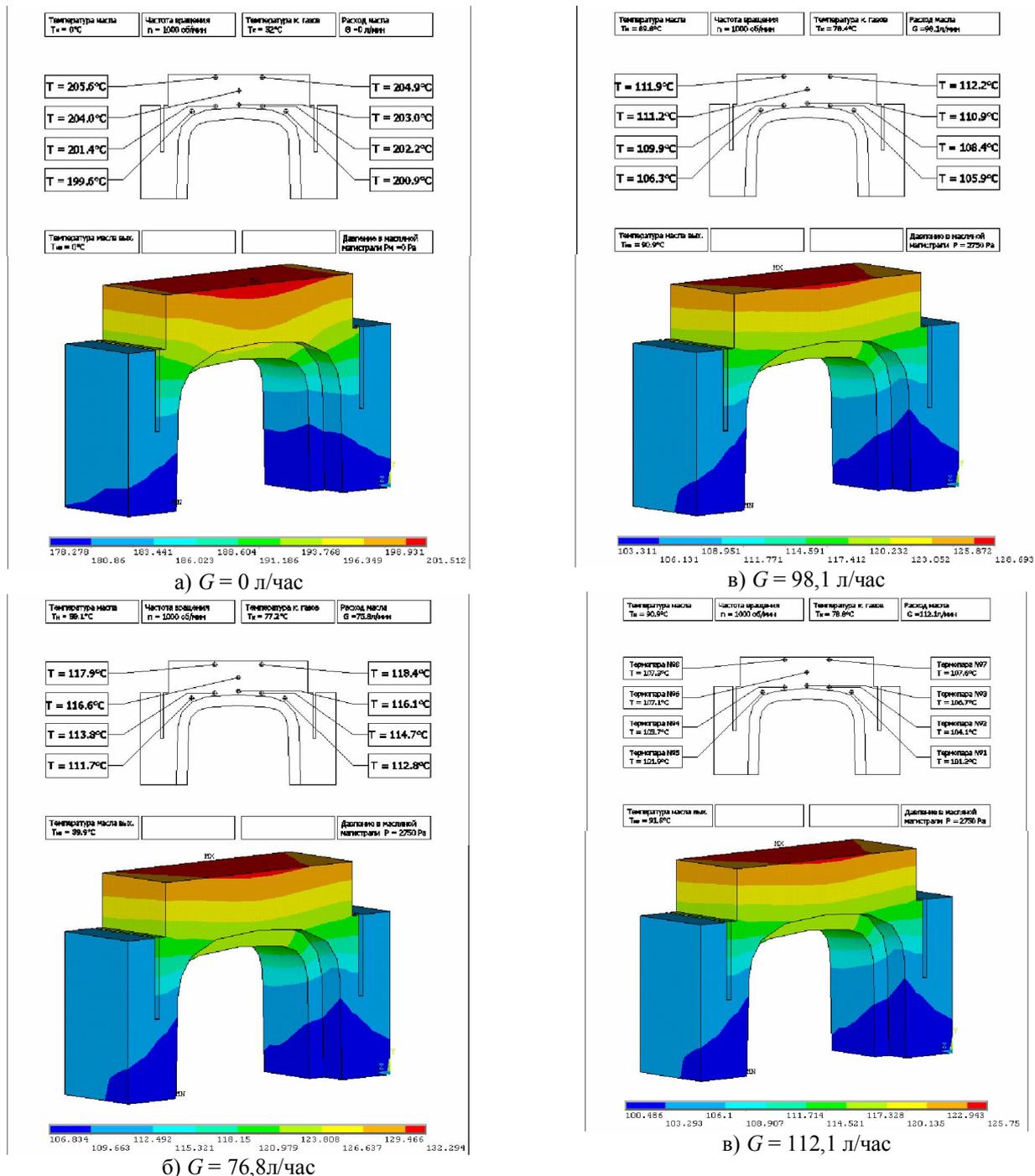


Рис. 3(а,б,в,г) Влияние расхода охлаждающего масла G на температуры элемента 3 с поверхностью, приближенной к поверхности поршня:

Вверху экспериментальные данные. Внизу результаты математического моделирования

Для различных расходов охлаждающего масла даны сопоставления расчётных и экспериментальных температурных полей исследуемого элемента 3, выполненного из алюминиевого сплава (материала поршня автомобильного двигателя). Полученные поля температур были сравнены с результатами математического моделирования.

На основе полученных экспериментальных данных разработана методика расчёта взаимодействия струи масла с охлаждаемой поверхностью на основе струйной (одномерной) схемы течения в слое вязкой жидкости. Эта методика позволяет определять параметры теплообмена на охлаждаемых поверхностях поршня. Готовится проверочный эксперимент на поршне серийно выпускаемого двигателя ЗМЗ 5143.

Вывод

Разработана методика оценки параметров теплообмена на охлаждаемых поверхностях поршня.

Эксперимент подтвердил предположение о безотрывном течении масла вдоль охлаждаемой поверхности, совершающей возвратно-поступательное движение. Полученные зависимости температур охлаждаемого элемента от расхода масла говорят о возможности регулирования температурного состояния поршня с помощью струйного охлаждения.

Список литературы:

1. Вейнблат М.Х., Быков В.Ю. Отключение охлаж-

дения поршней на частичных режимах – резерв улучшения эксплуатационных показателей турбопоршневого дизеля. *Двигателестроение*, 1985г, № 6 с.20-21. 2. Костин А.К., Михайлов Л.И., Славински З.. Оценка точности задания граничных условий при расчете теплонапряженности поршней. - *Двигателестроение*, 1982г, №7 с.9-12. 3. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. Справочное пособие. – *Машиностроение*, Ленинград, 1979г. 4. Лазарев Е.А., Перлов М.Л.. Определение конструктивных параметров маслоприемного и сливного каналов полости охлаждения поршня тракторного дизеля 4 ЧН 14.5/20.5. - *Двигателестроение*, 1982г, № 4с.21-23. 5. Лазарев Е.А., Перлов М.Л.. выбор конструктивных параметров маслоподающего сопла системы охлаждения поршня. - *Двигателестроение*, 1985г, № 8 с.14-17. 6. Петриченко Р.М. Интенсивность теплоотдачи при масляном охлаждении поршней ДВС. . - *Двигателестроение*, 1980г, №12 с.16-18. 7. Профос П.П. Измерения в промышленности. *Металлургия*. Москва. 1990г. 8. Розенблит Г.Б. Теплоотдача в дизелях. *Машиностроение*. Москва. 1977г. 9. Стефановский Б.С. Испытания двигателей внутреннего сгорания. *Машиностроение*. Москва. 1972г. 10. Устинов А.Н., Волков Ю.П. Приближенный расчёт коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности поршня в картерные газы. - *Двигателестроение*, 1981г, №5 с.11-13. 11. Юдаев Б.Н. Теплопередача. *Высшая школа*. Москва. 1973г.