

нических вытеснителей, дискретно управляемых газораспределительных органов, а также относительно низкой частоты вращения ротора КОД.

Высокая энергетическая эффективность и благоприятная гидравлическая характеристика нагнетания двухступенчатого теплового компрессора КОД в сочетании с надежностью конструкции раскрывает перспективность его применения в качестве агрегата воздухообеспечения широкого класса теплосиловых установок.

Основной резерв дальнейшего повышения к.п.д. компрессора связан с повышением максимальной температуры цикла T_c , применением новых жаропрочных материалов (например, углеволоконных полимеров) для изготовления проточных элементов

устройства, а также снижением утечек рабочего тела через торцевые сопряжения соторов.

Более полная информация может быть получена при непосредственном контакте с авторами.

e-mail: ljangar@rambler.ru, тел.: +380662128077

Список литературы:

1. Ключ О.В. *The principle organization of work process unit of cascade compression and its application* / О.В.Ключ, А.И.Крайнюк, С.В.Алексеев // *Scientific journals Maritime University of Szczecin*. – 2008 – 14(86). – С. 25-29.
2. Крайнюк А. И. *Особенности рабочего процесса каскадного обменника давления* / А.И.Крайнюк, С. В.Алексеев, М. А. Брянецев // *Вісник Східноукраїнського національного університету ун-ту імені Володимира Даля.* - Луганськ. – 2005. – № 8(90). – С. 176-179.
3. Крайнюк А.И. *Расчет и выбор основных параметров каскадного обменника давления*/ А.И.Крайнюк, А.А.Крайнюк, С.В.Алексеев, М.А.Брянецев// *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2007. – №1. – С. 57-62.

УДК 621.431

В.А. Жуков, канд. техн. наук, Е.Н. Николенко, инж.

**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В ПОЛОСТЯХ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС**

Введение

Одним из показателей совершенства конструкции двигателя внутреннего сгорания является его механический КПД, характеризующий не только потери на трение, но и затраты мощности на привод вспомогательных механизмов, в том числе и циркуляционного насоса системы охлаждения. Мощность, затрачиваемая на привод насоса в жидкостных системах охлаждения, определяется режимными параметрами системы, такими как гидравлическое сопротивление контура циркуляции Δp и расход охлаждающей жидкости $G_{охл}$. Снизить затраты энергии на прокачивание теплоносителя и повысить механический КПД двигателя можно тремя способами:

1) Путем конструктивной модернизации системы охлаждения с целью уменьшения местных потерь и потерь на трение. Этот путь требует значительных материальных затрат, которые, по видимому, не будут компенсированы достигнутым повышением эффективности двигателя.

2) Путем уменьшения скорости циркуляции охлаждающей жидкости по системе. Это приведет к снижению интенсивности теплоотвода от охлаждаемых поверхностей и может вызвать перегрев двигателя.

3) Изменением физико-химических свойств охлаждающих жидкостей, определяющих гидродинамические потери. Такое изменение свойств может быть обеспечено за счет введения в охлаждающую жидкость комплексных присадок [1]. Основными целями применения присадок являются обеспечение надежной защиты деталей двигателя от кавитационно-коррозионных разрушений и предотвращение накипобразования в полостях охлаждения. В состав многофункциональных комплексных присадок входят компоненты, способные влиять на гидродинамические свойства жидкостей, такие как поверхностно-активные вещества (ПАВ) и водорастворимые полимеры.

Способ снижения гидравлических потерь путем изменения свойств охлаждающей жидкости является наиболее целесообразным для систем охлаждения двигателей, находящихся в эксплуатации.

Формулирование проблемы

Определение потерь энергии является одним из важнейших вопросов почти любого гидравлического расчета [2]. В гидравлических расчетах приходится иметь дело с двумя видами потерь.

Сопротивления по длине, встречающиеся в чистом виде при течении жидкости по цилиндрическим

трубам или каналам с постоянной по длине средней скоростью потока. Величина линейных гидравлических потерь, выраженная в единицах столба данной жидкости, определяется формулой Дарси-Вейсбаха, которая для круглых труб принимает вид [3]:

$$h_l = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (1)$$

где l – длина участка; d – диаметр трубы; v – средняя скорость; λ – гидравлический коэффициент трения.

Потери энергии, выраженные в размерности давления, определяются по формуле [4]:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (2)$$

где ρ – плотность жидкости.

Гидравлический коэффициент трения λ зависит от конфигурации граничных поверхностей и числа Re .

Числа Re , характерные для течений в системах охлаждения, лежат в области докватричного и кватричного сопротивлений, в которой для круглых труб рекомендуется формула Никурадзе [4]:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}. \quad (3)$$

Местные гидравлические сопротивления - потери на таких участках трубопроводов, где имеет место нарушение нормальной конфигурации потока. При этом за нормальную конфигурацию потока принимается конфигурация потока на прямолинейном участке трубопровода на расстояниях, достаточно удаленных от входа. Таким образом, всевозможные входы в трубопровод, расширения и сужения трубопроводов, вентили, клапаны и т. п. представляют собой местные сопротивления.

Особенность явлений, возникающих в местных сопротивлениях, заключается в том, что при протекании жидкости через них всегда появляются так называемые поверхности раздела, являющиеся границами масс жидкости, участвующих в различных движениях. Поверхности раздела весьма неустойчивы. Частицы жидкости, образующие эти поверхности, быстро свертываются в вихри. Вследствие вязкости и деформации движение этих вихрей затухает, а их энергия преобразуется необратимым образом в тепловую. Эта часть энергии и рассматривается как потери, обусловленные местными гидравлическими сопротивлениями.

Общей зависимостью для определения потерь напора в местных сопротивлениях служит формула Вейсбаха

$$h_m = \zeta_m \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

или

$$\Delta p_m = \zeta_m \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2},$$

где ζ_m – коэффициент местного сопротивления, зависящий в общем случае от числа Re и конфигурации граничных условий. Движение жидкости в контуре охлаждения может осуществляться в докватричной области ($Re < 10^5$), тогда

$$\zeta_m = \zeta_{кв} + \frac{A_1}{Re}, \quad (4)$$

где $\zeta_{кв}$ – коэффициент местных сопротивлений в кватричной области ($Re > 10^5$); A_1 – постоянный коэффициент, зависящий от формы местного сопротивления.

Учитывая сложные конфигурации каналов и местных сопротивлений в контурах систем охлаждения, использование классических зависимостей вызывает определенные трудности, так как входящие в них коэффициенты и средние скорости потоков на отдельных участках не известны. В большинстве случаев гидравлические потери в системах охлаждения оцениваются по статистическим данным, в соответствии с которыми величина потерь составляет 0,03-0,12 МПа. Наибольшие потери характерны для систем с протяженными трубопроводами и увеличенным количеством теплообменных аппаратов, включенных в контур циркуляции (охладители наддувочного воздуха, водомасляные холодильники, кондиционеры и т.п.). В среднем потери напора в трубопроводах составляют 20-25%, в зарубашечном пространстве 28-32 % и в теплообменных аппаратах 45-50 % от общих потерь в системе охлаждения [5].

Задача определения гидравлических потерь может быть решена с использованием методов численного моделирования, результаты которого проверяются лабораторным экспериментом.

Результаты исследований

С целью оценки влияния состава и свойств жидкости на гидравлические потери в зарубашечном пространстве двигателя был проведен численный эксперимент, первым этапом которого было создание конечно-элементной модели зарубашечного про-

странства. Для этого были использованы рабочие чертежи гильзы цилиндров и блока двигателя ЯМЗ-841.

Данные чертежи используются для создания модели потока жидкости в зарубашечном пространстве двигателя рис. 1 [6].

Следующим этапом была разбивка модели на конечные элементы рис. 2.

Основной характеристикой жидкости, определяющей гидравлические потери, является ее кинематическая вязкость ν , входящая в число Re , которое в свою очередь определяет как гидравлический коэффициент трения λ , так и коэффициент местного сопротивления ζ_m .

Кинематическая вязкость исследуемых жидкостей приведены в таблице 1. В качестве присадок были использованы: полиакриламид (ПАА), поверхностно-активное вещество – синтанол ДС-10 (ПАВ), силикат натрия.

В результате численного эксперимента, проведенного с использованием трехмерных моделей, установлены гидравлические потери при использова-

нии различных охлаждающих жидкостей. При проведении численного эксперимента кроме вязкости жидкости задавалась средняя скорость теплоносителя в зарубашечном пространстве, равная 1,0 м/с и температура жидкости, равная 80°C, так как именно такие параметры характерны для систем охлаждения современных двигателей. Определенные в результате численного эксперимента значения гидравлических потерь были использованы для расчета мощности, необходимой для привода насоса, обеспечивающего циркуляцию жидкости по формуле [4]:

$$N_{np} = \frac{G_{жс} \Delta p}{\rho \eta_m \eta_e}, \text{ Вт}, \quad (5)$$

где $G_{жс}$ – расход охлаждающей жидкости, кг/с; Δp – перепад давления жидкости в зарубашечном пространстве, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м³; η_m – механический КПД насоса, принимаемый равным 0,98; η_e – гидравлический КПД насоса, принимаемый равным 0,75.

Результаты численного эксперимента сведены в табл. 1.

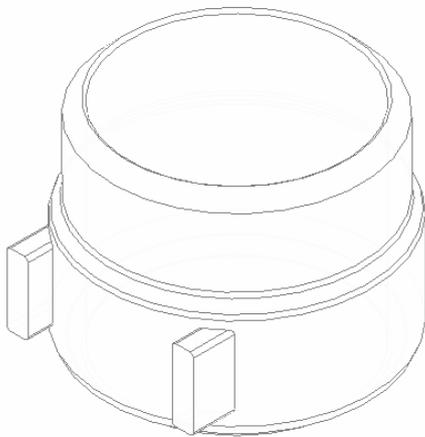


Рис. 1. Твёрдотельная модель зарубашечного пространства двигателя

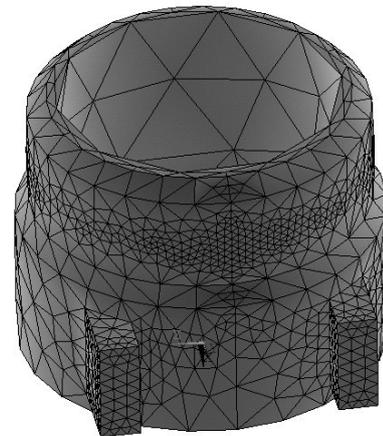


Рис. 2. Разбивка модели на конечные элементы

Таблица 1. Результаты численного эксперимента

Вид теплоносителя	Кинематическая вязкость, ν , сСт	Гидравлическое сопротивление зарубашечного пространства, Δp , кПа	Мощность, необходимая для прокачивания жидкости, N_{np} , Вт
Дистиллированная вода	1,0	125	20,4
Вода + 0,1 % силиката натрия	0,92	118	19,2
Вода + 0,1 % ПАА	0,85	107	17,4
Вода + 0,1 % ПАВ	0,71	87	15,5



Рис. 3. Распределение относительных потерь в зарубашечном пространстве двигателя

Согласно проведенным расчетам, минимальное гидравлическое сопротивление в зарубашечном пространстве двигателя будет иметь место при использовании в качестве компонента присадки поверхностно-активные вещества. Введение 0,1 % ПАВ приводит к снижению кинематической вязкости на 30 %, гидравлического сопротивления и затрат мощности на прокачивание жидкости – на 25 %. Моделирование также показало, что распределение относительных потерь в зарубашечном пространстве двигателя не зависит от состава охлаждающей жидкости (рис. 3). Для проверки адекватности численного эксперимента были проведены лабораторные исследования на экспериментальной установке, схема которой приведена на рис. 4.

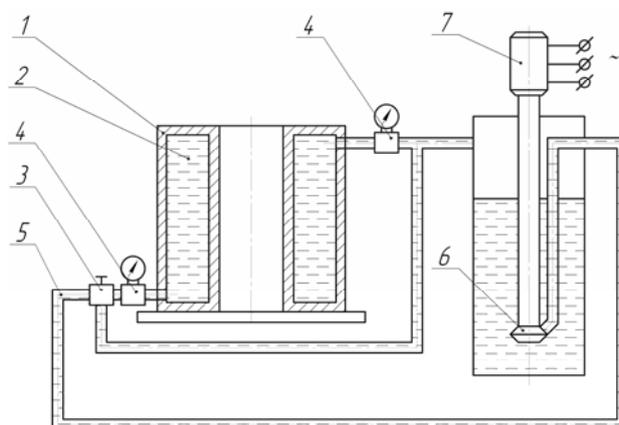


Рис. 4. Лабораторная установка
1 – установка; 2 – внутренняя полость; 3 – дроссельная заслонка; 4 – манометр; 5 – трубопровод; 6 – циркуляционный насос; 7 – электродвигатель

Внутреннюю полость 2 формировал внешний цилиндрический корпус и гильза цилиндров двигателя ЯМЗ-841. Толщина слоя жидкости соответствовала принятой при численном моделировании. Гидравлические потери определялись как разность показаний манометров на входе в установку и выходе из нее. Затраты мощности на привод циркуляционного насоса определялись по измеряемому току и напряжению.

Результаты лабораторных исследований приведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты лабораторных исследований

Вид теплоносителя	Кинематическая вязкость, ν , сСт	Гидравлическое сопротивление зарубашечного пространства, Δp_3 , кПа	Мощность, необходимая для прокачивания жидкости, $N_{нз}$, Вт
Дистиллированная вода	1,0	124	20,2
Вода + 0,1 % силиката натрия	0,92	114	18,9
Вода + 0,1 % ПАА	0,85	98	16,2
Вода + 0,1 % ПАВ	0,71	79	14,1

Сравнительный анализ результатов численного моделирования и экспериментальных исследований показывает, что наилучшая сходимость имеет место для дистиллированной воды. При исследованиях жидкостей содержащих присадки расхождение между результатами численного и лабораторного экспериментов увеличиваются и достигают 10 %. По мне-

нию авторов это может быть объяснено особенностью присадок, содержащих ПАВ и водорастворимые полимеры. Данные вещества оказывают существенное воздействие на структуру и толщину пристеночного слоя жидкости, вызывающее ламинизацию пограничной области. Это оказывает допол-

нительное влияние на снижение гидравлических потерь в контурах циркуляции.

Заключение

Проведенные численные и лабораторные исследования подтвердили возможность снижения затрат мощности на привод циркуляционных насосов систем охлаждения ДВС путем изменения свойств охлаждающих жидкостей за счет введения многофункциональных присадок.

Созданная численная модель имеет достаточную адекватность при исследованиях воды. Для повышения точности моделирования при исследованиях жидкостей, содержащих присадки необходимо введение корректирующих коэффициентов, позволяющих учесть изменения структуры пограничного пристеночного слоя жидкости.

Дополнительных исследований требуют высокотемпературные системы охлаждения, в полостях которых присутствуют зоны с пузырьковым кипением и течение двухфазных жидкостей.

Список литературы:

1. Тузов Л.В. Исследование влияния присадок к охлаждающей жидкости дизелей на процессы теплоотдачи / Л.В. Тузов, О.К. Безюков, В.А. Жуков, В.А. Ларин // *Двигателестроение*. – 1996. – №1. – С. 46-51. 2. Бекнев В.С. Газовая динамика. Механика жидкости и газа. : Учебник для вузов / Бекнев В.С., В.М. Епифанов, А.И. Леонтьев; под общей ред. А.И. Леонтьева. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 671 с. 3. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник; под общ. ред. чл.-кор. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина. – М.: МЭИ, 2001. – 564 с. 4. Петриченко Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания / Р.М. Петриченко. – Л.: Машиностроение, 1975. – 224 с. 5. Тракторные дизели: Справочник [Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др.]; под общ. ред. Б.А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с. 6. Чигарев А.В. ANSYS для инженеров: Справ. Пособие / А.В. Чигарев, А.С. Кравчук, А.Ф. Смалюк. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.

УДК 621.436.038

А.Н. Врублевский, канд. техн. наук

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УТЕЧЕК ТОПЛИВА В ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ФОРСУНКЕ НА ПАРАМЕТРЫ ВПРЫСКИВАНИЯ

Введение

В дизельных топливных системах (ТС) непосредственного действия утечки топлива по прецизионным зазорам плунжерной пары насоса и распылителя происходит в основном в период впрыскивания. Как известно, расход топлива на утечки зависит от давления топлива в полостях, расположенных перед прецизионным зазором. В ТС разделенного типа это надплунжерное пространство насоса и карман распылителя форсунки. В данных полостях максимальное давление немногим выше 100 МПа. В связи с этим, при расчете ТС, утечками топлива можно пренебречь. С внедрением аккумуляторных ТС типа COMMON RAIL определение расхода топлива на утечки в уравнениях баланса граничных условий становится актуальной задачей. Объясняется это следующими факторами:

- в полостях, из которых происходит истечение топлива по прецизионным зазорам ЭГФ, величина давления равна давлению в топливном аккумуляторе $P_{ак}$, которое изменяется в диапазоне 20 – 180 МПа;

- между впрыскиваниями в данных полостях уровень давления остается равным $P_{ак}$.

Следовательно, расход топлива на утечки в аккумуляторных ТС, по сравнению с ТС непосредственного действия, увеличивается, а требования к изготовлению прецизионных пар ужесточаются. Так, для ЭГФ фирмы Delphi величина зазора в паре корпус-клапан должна быть равна 0,5 – 1,0 микрона. При отклонениях от данной величины ЭГФ не обеспечивает требуемые характеристики впрыскивания.

Анализ публикаций

Для определения утечек топлива при расчете процесса впрыскивания общепринятыми являются методы, изложенные в работах [1 - 3]. В данных методах расход топлива через поршневую часть плунжера определяется по формуле:

$$Q_{ут}^м = \frac{\pi d_m (\delta_m + 2 \cdot B \cdot P_u)^3 \cdot P_u}{96 \cdot \mu \cdot l_m}, \tag{1}$$

где d_m – диаметр мультипликатора; δ_m - начальный диаметральный зазор в паре мультипликатор-втулка; B – коэффициент, учитывающий деформацию втулки