

# **3D-CFD Моделирование Сгорания и Теплообмена в Быстроходном Дизеле**

Karl Weiser  
Andreas Ennemoser

AVL List GmbH, Австрия

THIESEL Conference

11-13.09.2002

Валенсия  
Испания

# "3D-CFD Моделирование Сгорания и Теплообмена в Быстроходном Дизеле"

Karl Weiser  
Andreas Ennemoser

AVL List GmbH, Австрия

THIESEL Conference

11-13.09.2002

Валенсия; Испания

**Аннотация.** Для использования моделирования в процессе совершенствования двигателя, инструменты моделирования должны давать достаточно точные и своевременные результаты. Повышение удельной мощности дизельных двигателей до величин более 60 кВт/л приводит к высоким тепловым нагрузкам в головке цилиндра и камере сгорания. Для теплового анализа структуры двигателя с использованием метода конечных элементов граничные условия со стороны газа, как правило, берутся из квазиэмерного моделирования рабочего цикла двигателя [15]. Недавние исследования показали, что такая процедура имеет свои недостатки, поскольку отсутствует пространственная зависимость от приложенных тепловых нагрузок, и точность результатов во многом зависит от опыта инженера. Вследствие чрезвычайной сложности процессов сгорания в дизеле, необходимо применять численные методы моделирования, с помощью которых можно описать указанные явления и получить приемлемые результаты. В настоящей работе использовался CFD код *AVL FIRE<sup>TM</sup>* [2], удовлетворяющий большинству из упомянутых выше критериев. Модели должны быть откалиброваны и обоснованы посредством математического эксперимента, где на более простой геометрии применяются все параметры распространения струй топлива и протекания сгорания. Необходимо тщательно подобрать рассчитанные параметры для полноразмерной CFD-модели цилиндра, чтобы иметь возможность описать полный цикл работы двигателя в нескольких расчетных точках. Граничные условия со стороны газа для конечно-элементного анализа получаются вычислением коэффициента теплообмена ( $h$ ) и температуры газа ( $T_{GAS}$ ), являющихся функциями от координат и времени. Эти параметры применяются к структурной сетке после осреднения по одному циклу работы двигателя. Используемые модели теплообмена были изменены с целью получения более точных и достоверных результатов для инженерных задач. После определения температурного поля в конечно-элементном коде, в 3D-CFD моделируется следующий цикл работы двигателя, и изменившиеся температуры поверхности стенки используются в расчете для нахождения полного количества переданной энергии за цикл. При подобном подходе тепловые нагрузки на все элементы камеры сгорания (поршень, внутренняя поверхность гильзы, головка, клапаны) могут быть проанализированы и оптимизированы с большей точностью.

## 1. Вступление

Успех высокооборотных дизельных двигателей (HSDI - High Speed Direct Injection Diesel engines) в легковом транспорте обусловлен не только малым расходом топлива, но также и лучшей управляемостью автомобиля благодаря высокому крутящему моменту на низких частотах вращения коленчатого вала.

Удельная мощность выше 60 кВт/л приводит к повышенной тепловой нагрузке на головку цилиндра и поршень. Нагрузка на двигатель также повышается из-за необходимости обеспечить низкий расход топлива, что требует снижения веса силового агрегата [10]. В современных высокооборотных дизелях используются алюминиевые отливки 4-х клапанных головок цилиндров и топливоподающие системы Common Rail.

Качество конструкции головки цилиндра и поршня оказывает большое влияние на характеристики работы и срок службы двигателя [6]. Поэтому главная цель AVL – точное моделирование теплообмена в 3D-CFD коде. Результаты, полученные из моделирования термодинамического цикла, показывают различия в их абсолютных уровнях при отсутствии различия в пространственной разрешающей способности. Недавние

исследования показали также улучшение в прогнозировании теплообмена с использованием программного обеспечения по моделированию рабочего цикла двигателя [1, 3].

## 2. Теплоперенос со стороны газа

### 2.1. Моделирование рабочего цикла двигателя

Теплоперенос со стороны газа – важная особенность термодинамики двигателей. Его точное моделирование влияет на качественные характеристики двигателя, эмиссию вредных веществ и даже на расход топлива.

В процессе совершенствования двигателя для анализа процесса сгорания и режима работы двигателя обычно используют программные пакеты моделирования рабочего цикла. Применяемые модели – квазимерные, но они до сих пор применяются как быстрый и удобный инструмент для термодинамической компоновки двигателя.

В дизелях процессы сгорания и переноса выделившейся теплоты от газа к стенке камеры сгорания очень сложны, поэтому они требуют численного решения. Исходные данные для вычисления теплопереноса со стороны газа берутся из моделирования рабочего цикла двигателя, где процесс теплообмена зависит от времени, но осреднен по пространственным координатам. Для моделирования теплообмена при рассмотрении рабочего цикла двигателя в большинстве случаев используются полуэмпирические зависимости.

$$\dot{q}_{w\varphi} = h_{\varphi} (T_{G\varphi} - T_{W\varphi}), [Bm/M^2] \quad (1)$$

$$Nu_{\varphi} = \frac{h_{\varphi} \cdot L}{\lambda}, - \quad (2)$$

При использовании их в процессе моделирования теплообмена, такие зависимости показывают недостаточную точность, что ведет к модификации и расширению стандартных моделей [3].

Из полученных осредненных по пространству, но зависящих от времени коэффициентов теплообмена ( $h$ ) вычисляется их осредненное по времени значение, которое в дальнейшем принимается в качестве граничного условия в конечно-элементном анализе. Сложность заключается в применении независимого от пространственных координат результата. Распределение значений коэффициента теплообмена для различных областей, таких как камера сгорания, внутренняя стенка гильзы цилиндра, клапаны, седла клапанов или впускной и выпускной каналы, зависит от инженера, ведущего расчет.

Подводя итог рассмотрению теплопереноса со стороны газа в осредненных величинах, полученных из расчета термодинамического цикла двигателя, можно выделить следующие проблемы:

- Использование обоснованного подхода для моделирования рабочего цикла двигателя.
- Получение пространственно-зависимых значений коэффициентов теплообмена.

## 2.2. 3D-CFD моделирование

Инструменты моделирования для трехмерной постановки задачи на сегодняшний день были значительно улучшены и уже позволяют исследовать полный рабочий цикл двигателя, включая процессы смесеобразования, сгорания и теплообмена. Огромное значение имеет вычисление граничных условий со стороны газа, которые в дальнейшем будут использоваться для конечно-элементного анализа, не только на нижней поверхности головки цилиндра и камеры сгорания (в поршне), но также и на всех поверхностях клапанов, седлах клапанов, во впускных и выпускных каналах. Целью моделирования является получение коэффициентов теплообмена, зависящих от пространства и времени. Создается 3D-CFD модель, позволяющая учесть тот факт, что во время сжатия, сгорания и расширения (при закрытых клапанах) одновременно рассчитываются зависящие от времени потоки во впускном и выпускном каналах с целью определения теплопереноса со стороны газа для полного рабочего цикла двигателя. CFD модель, включающая в себя все вышеупомянутые области, представлена на рис. 1.

Для 3D-CFD моделирования зависящие от времени граничные условия во входных сечениях впускных каналов берутся из результатов моделирования рабочего цикла двигателя. Для исследования теплообмена обычно рассматривается режим полной нагрузки, когда происходит максимальный выход энергии. В случае настоящего исследования рассматривался следующий режим работы двигателя: 4000 об/мин при полном открытии дросселя.

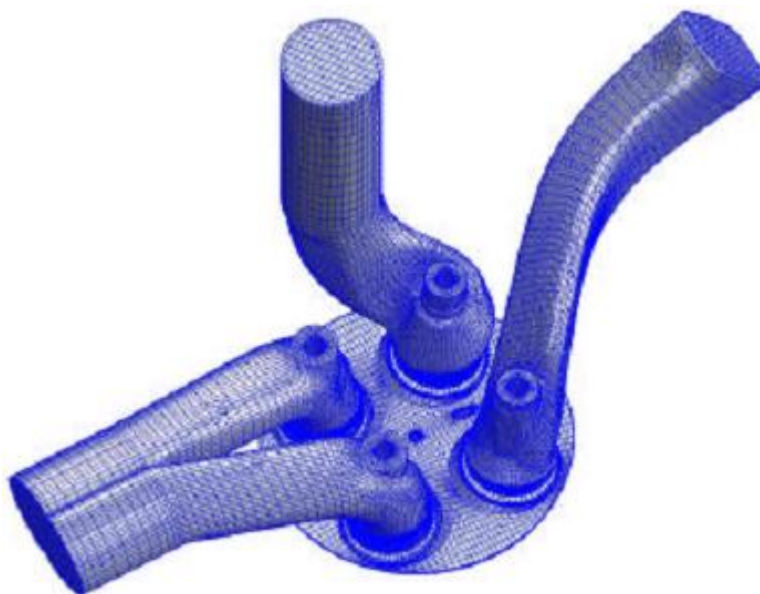


Рис. 1. Полноразмерная сетка CFD модели (720° ПКВ).

### 2.2.1. Пограничный слой

Стандартный подход к моделированию теплообмена в CFD-пакетах базируется на использовании логарифмических функций стенки. Такой подход получен при рассмотрении стационарного течения несжимаемой жидкости, однако течения во время процесса сгорания не являются таковыми. Кроме того, логарифмическая функция стенки имеет силу только в ограниченной области безразмерного расстояния от границы  $y^+$ :

$$y^+ = \frac{C_\mu^{1/4} k^{1/2} y_P}{\nu}, \quad - \quad (3)$$

На величину безразмерного расстояния от границы  $y^+$  оказывают влияние параметры течения (скорость, турбулентная кинетическая энергия) и нормальное расстояние до центра ближайшей к стенке ячейки ( $y_p$ ). Результаты моделирования показывают, что во время некоторых фаз работы двигателя не получаются точные значения  $y^+$ . Таким образом, результаты 3D-CFD моделирования все еще не совершенны, но повышение их качества по сравнению с полуэмпирическими моделями очевидно.

Одним из ключевых моментов точного моделирования процессов теплообмена в условиях сгорания в двигателе является снижение влияния разрешения расчетной сетки на коэффициент теплообмена. Кроме того, при рассмотрении движения вблизи поверхности стенки, необходимо учитывать сжимаемость жидкости. Поэтому может использоваться модифицированная модель, которая учитывает зависимость давления (плотности) от процессов теплообмена. Применяемая модель (Han [5]) учитывает сжимаемость и претендует на меньшую зависимость от величины шага расчетной сетки.

$$\dot{q}_w = \frac{\rho c_p \sqrt{k C_\mu^{1/4} T_G / T_w}}{2,1 \cdot \ln y^+ + 2,5}, [Bm/m^2] \quad (4)$$

Во время сгорания термический пограничный слой становится очень тонким, поэтому сетка должна измельчаться. Основные численные исследования динамики струй обычно проводятся в декартовых сетках, которые позволяют получить хорошее качество разбиения. Для расчета смесеобразования и сгорания на первом этапе рассматривается сектор камеры сгорания для калибровки параметров струи и процесса сгорания. Сетка может быть сгенерирована таким образом, чтобы оказывать как можно меньшее влияние на процесс распространения струи топлива, например, линии сетки могут быть сориентированы вдоль оси струи (рис. 2). С другой стороны, такой подход не учитывает все геометрические особенности, такие как выточки под клапана, и приводит к предположению о симметричности тепловых нагрузок для всех секторов. Подробное описание специального подхода к построению сеток и моделированию динамики струй, процесса сгорания дано в [13].

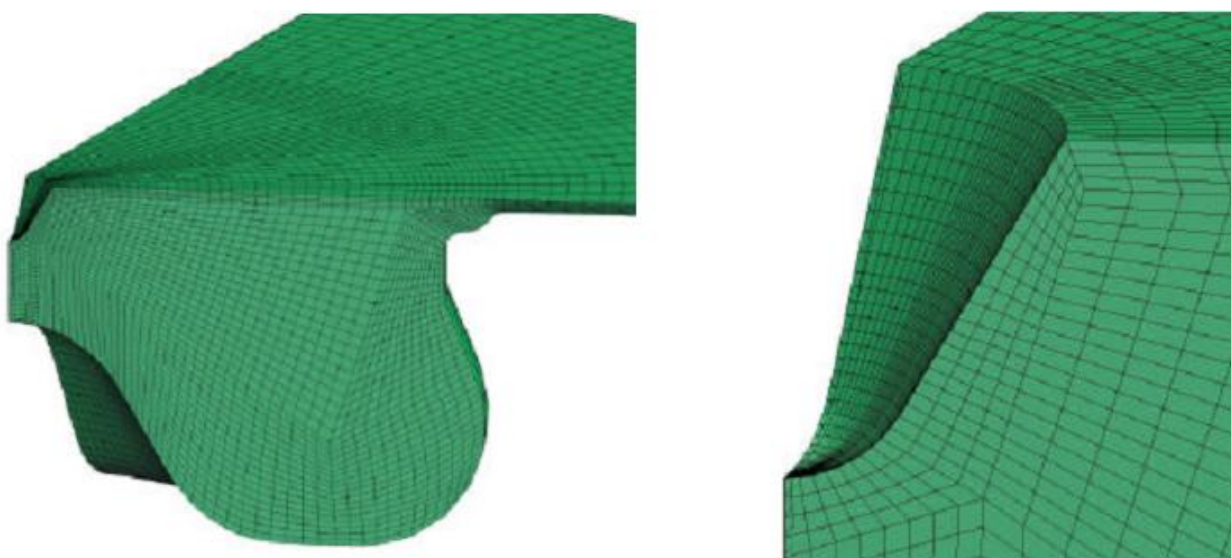


Рис. 2. Сектор камеры сгорания. Область сетки вблизи распылителя форсунки (увеличено).

## 2.2.2. Моделирование динамики струй топлива и процесса сгорания

В данной работе использовалась хорошо известная модель распада струи WAVE [11, 12] с уточненными константами. При использовании методики, данной в [13], необходимость уточнять коэффициенты отпадает в силу совершенства сетки.

Сетки с фиксированным разбиением в области струи (неизменным при движении остальной части сетки) позволяют без изменений применять параметры, полученные в результате моделирования струи, при расчете двигателя. На рис. 3 и 4 представлена типичная форма топливной струи в величинах долей испарившегося топлива и температурного поля. На рисунках слева даны сечения по осям цилиндра и струи топлива, а на рисунках справа представлены сечения, перпендикулярные предыдущим и также проходящие через ось струи. Рисунки в правой части также показывают влияние закрутки потока в цилиндре на испарение топлива.

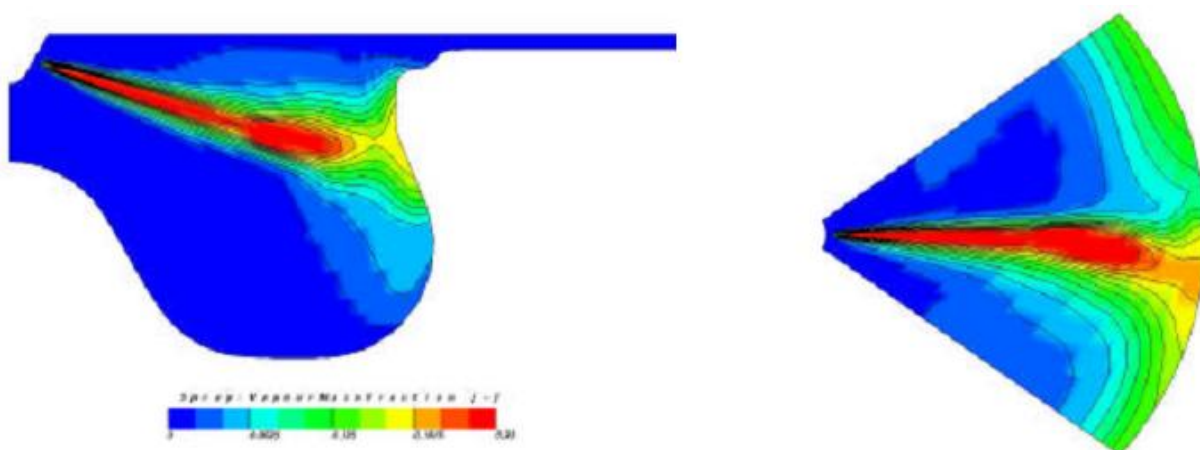


Рис. 3. Концентрация испарившегося топлива (5° ПКВ до ВМТ, 4000 об/мин, полная нагрузка).

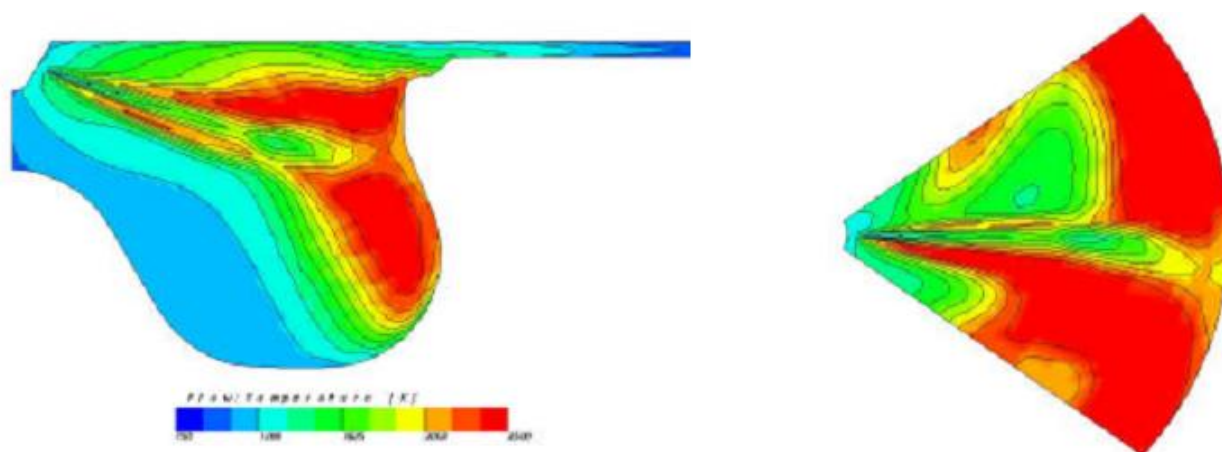


Рис. 4. Температурное поле (5° ПКВ до ВМТ, 4000 об/мин, полная нагрузка).

Полученные температуры стенки, используемые при моделировании рабочего процесса двигателя, влияют на энергетический баланс, вычисленное же значение  $h$  менее подвержено влиянию. Это объясняется тем фактом, что коэффициент теплоотдачи потока газа зависит в основном от скорости течения и в меньшей степени от свойств жидкости вблизи твердой поверхности, на которые влияет температура стенки. В рубашке охлаждения тепловой поток больше зависит от свойств жидкости (и, следовательно, от температуры стенки), т.к. в этом случае характерны невысокие скорости течения [4, 9].

Для моделирования в CFD используют те же значения температуры стенки, что были использованы в модели теплообмена при одномерном моделировании рабочего процесса. Сравнительные кривые изменения давления в цилиндре двигателя, полученные в результате двух способов моделирования, дают одинаковые средние индикаторные давления (рис. 5).

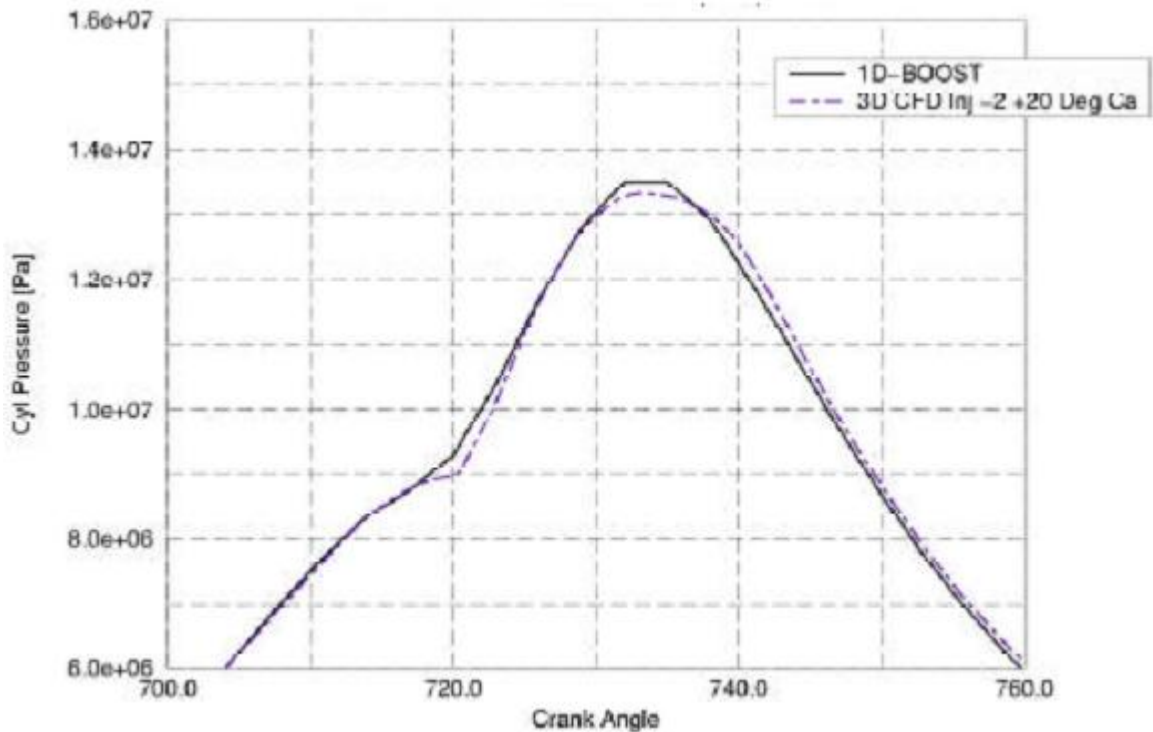


Рис. 5. Среднее давление в цилиндре (1D и 3D).

В стандартном логарифмическом законе величина коэффициента теплообмена определяется для двух областей -  $y^+ < 11.06$

$$HTC = h = \frac{c_p \cdot \mu_m}{Pr \cdot y_p} \left[ \frac{Bm}{m^2 K} \right] \quad (5)$$

и в турбулентной области ( $y^+ > 11.06$ ):

$$HTC = h = \frac{c_p \cdot \mu_m}{Pr \cdot y_p} \left\{ \frac{y^+}{\frac{1}{\chi} \ln E \cdot y^+ + P} \right\} \left[ \frac{Bm}{m^2 K} \right] \quad (6)$$

В выражении (6)  $P$ -функция описывает добавочное сопротивление ламинарного подслоя теплообмену, она моделируется согласно работам Сполдинга и Патанкара [8]. Для полноразмерной модели, включающей выточки под клапана и другие геометрические особенности, моделирование процесса распространения струй и сгорания проводится так же, как и для секторной сетки ("кусочек пирога"). При этом применяются параметры процесса распространения струй и сгорания, откалиброванные для секторной сетки. Мерой качества CFD моделирования является среднее индикаторное давление. Оно сравнивается с результатами моделирования рабочего цикла двигателя. Когда достигается

удовлетворительное совпадение, осуществляется наложение на сетку и осреднение коэффициента теплообмена на основании пространственно зависимых значений этой величины (аналогично для  $T_{GAS}$  и др.), которые записываются в файл для каждого  $n$  градусов поворота коленчатого вала, где  $n$  берется из диапазона от 1 до 5.

### 2.3. Наложение на конечно-элементную сетку величин коэффициента теплообмена

Значения  $h$ , полученные из CFD моделирования (зависящие от пространства и времени), применяются в качестве граничных условий к фиксированной в пространстве конечно-элементной сетке (NASTRAN или ABAQUS) для всех значений угла поворота коленчатого вала. Само по себе наложение граничных условий осуществить несложно (в ближайшей точке), т.к. разрешение конечно-объемной сетки намного выше, чем конечно-элементной. Необходимо провести преобразование результатов CFD расчетов, соответственно функциям перемещения поршня и клапанов. Такая операция проводится для следующих элементов:

- Поршень
- Камера сгорания (без учета седел и тарелок клапанов)
- Внутренняя поверхность гильзы цилиндра
- Впускные каналы
- Впускные клапаны
- Тарелки впускных клапанов
- Выпускные каналы
- Выпускные клапаны
- Тарелки выпускных клапанов

В качестве граничных условий используются значения  $h$  и  $T_{GAS}$ . Пример наложения граничных условий приведен на рис. 6. Значения коэффициентов теплообмена и температуры газа были взяты из упрощенного моделирования (типа «кусочек пирога») и должны быть циклически отражены согласно числу отверстий распылителя форсунки.

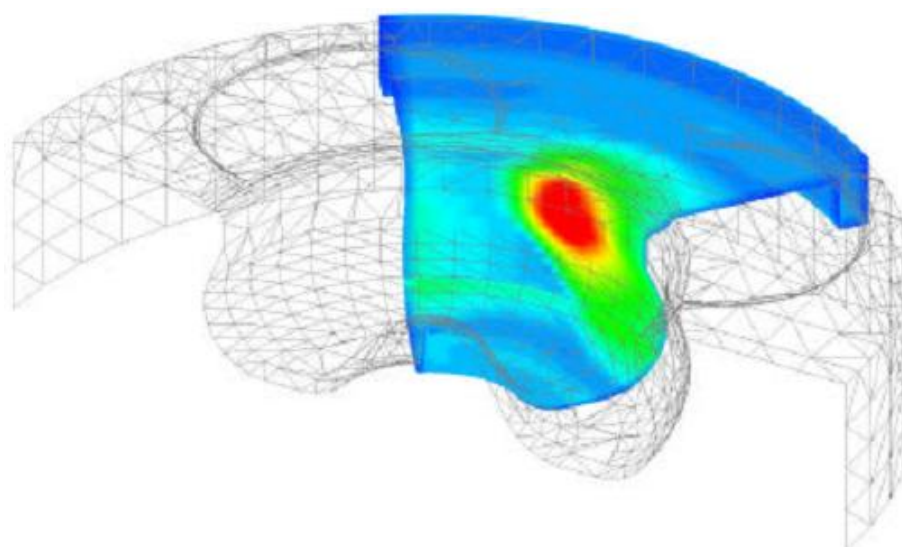


Рис. 6. Значения коэффициента теплообмена для 5° ПКВ до ВМТ (наложены на конечно-элементную сетку головки поршня).



## 2.4. Осреднение результатов

Для осреднения по времени величин коэффициента теплообмена и температуры газа используются следующие зависимости:

$$\bar{h}_x = \frac{1}{\varphi_2 - \varphi_1} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} h_x \cdot d\varphi, [Bm / m^2 K] \quad (7)$$

$$\bar{T}_{G_x} = \frac{1}{\varphi_2 - \varphi_1 \cdot \bar{h}_x} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} h_x \cdot T_{G_x} \cdot d\varphi, K \quad (8)$$

$$\bar{q}_x = \bar{h}_x \cdot \bar{T}_{G_x} - T_{W_x}, [Bm / m^2] \quad (9)$$

После осуществления осреднения по времени, определяется суммарный перенос энергии, а также значения  $h$  и  $T_{GAS}$  для каждого узла на границе конечно-элементной сетки, они вводятся в конечно-элементный решатель.

В результате последующего расчета получается температура стенки. Если она сильно отличается от задававшейся при расчете в CFD модели, необходимо пересчитать весь цикл работы двигателя с использованием уточненного значения температуры и снова осуществить сверку результатов.

В качестве примера на рис. 7 показаны значения  $h$  и  $T_{GAS}$  на внутренних поверхностях головки цилиндра, впускных и выпускных каналов [10]. Фактически главным результатом данной работы является возможность определять величины коэффициента теплообмена в зависимости от пространственных координат для последующего конечно-элементного анализа.

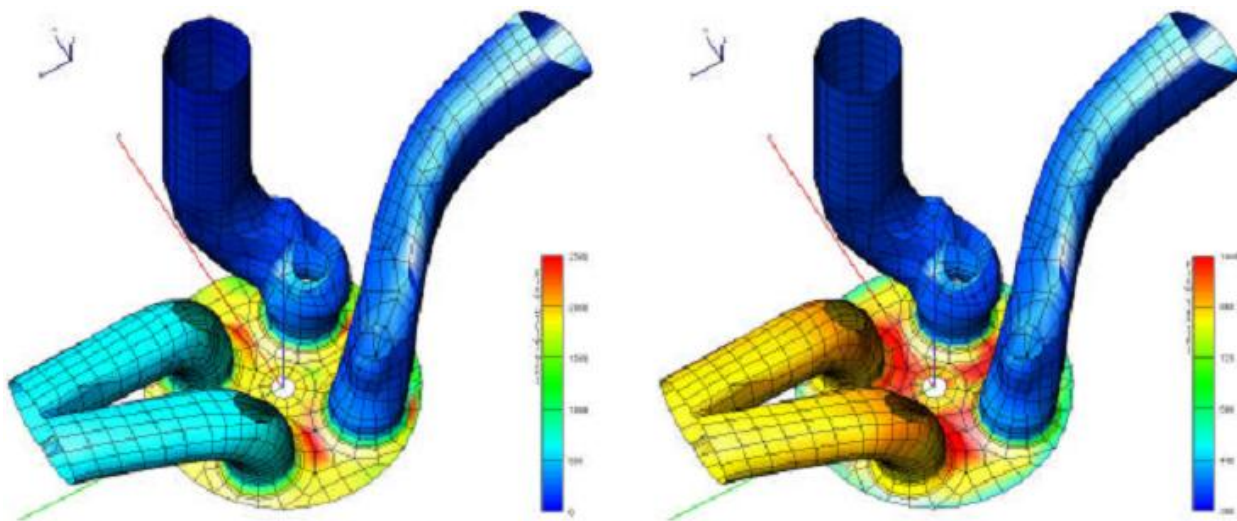


Рис. 7. Осредненные по времени значения  $h$  (слева) и  $T_{GAS}$  (справа), на режиме 4000 об/мин, полная нагрузка.

## 3. Результаты

Для верификации использованного метода расчетов было проведено экспериментальное исследование быстроходного дизельного двигателя с высокими тепловыми нагрузками.

Головка цилиндра была оснащена датчиками теплового потока, подробно описанными в [14]. Давление определялось с использованием датчиков, устанавливаемых на место свечи предпускового подогрева. Чтобы иметь возможность найти энергетический баланс, осуществлялось точное определение температур охлаждающей жидкости и моторного масла.

На рис. 8 показаны результаты еще одного исследования, в котором теплообмен со стороны газа берется из моделирования рабочего цикла двигателя. Наблюдается хорошее совпадение измеренных и вычисленных значений температуры газа вблизи стенки во многих областях, но не во всех. Различия могут проявляться по нескольким причинам. Первая, конечно же, это места измерения температур, поскольку существуют большие градиенты температур между газом и охлаждаемой стенкой. Незначительное смещение действительного места установки датчика относительно предполагаемого приводит к заметным различиям результатов. Другая причина неточность в выборе граничных условий, а следовательно (даже при рассмотрении другого двигателя), и применяемого метода расчета.

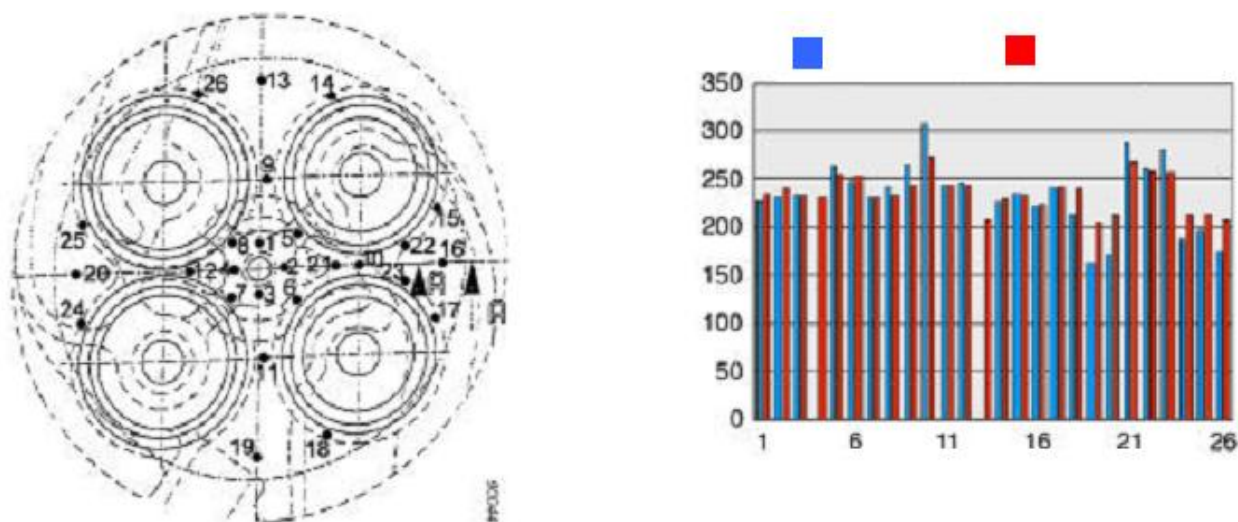


Рис. 8. Сравнение рассчитанных и измеренных температур (12-ти литровый дизельный двигатель, номинальный режим).

На рис. 9 дан тепловой поток, экспериментально определенный для двигателя, работающего при высокой нагрузке, измеренный с использованием настоящего подхода. Методика измерения описана в [14]. Наблюдается хорошее согласование с результатами моделирования. Если пренебречь излучением сажи, ее отложением и эффектами турбулентности (взаимодействием струи топлива и твердой стенки), то соответствие тоже оказывается хорошим. Таким образом, можно предположить, что некоторые эффекты компенсируют друг друга.

Первым шагом к улучшенному физическому моделированию является учет эффектов сжимаемости жидкости при вычислении теплообмена. Адаптация модели Хана [5] для малых значений  $y^+$  ( $<2,5$ ), была представлена с целью сохранения полученных значений  $h$  в физически обоснованном диапазоне.

Основной вклад в улучшение предсказания процессов теплообмена в случае определения температур материала методом конечных элементов дает применение 3D-CFD методов расчета (учитывающих зависимость искомых величин от времени и пространственных координат) для вычисления теплообмена со стороны газа.

При первом расчете рабочего цикла двигателя были предварительно определены константы и температуры поверхностей для различных элементов (поршень, клапана, седла клапанов, каналы и т.д.). При повторном расчете рабочего цикла эти величины были уточнены. Для этого были использованы зависящие от пространственных координат значения температур поверхностей, полученные из конечно-элементного анализа. Кроме того, более точные температурные граничные условия, задаваемые при повторном расчете рабочего цикла, дают возможность уточнить начальные условия. Например, величина завихренности рабочего тела в цилиндре в начале такта выпуска, полученная из первого расчета цикла, оказывает значительное влияние на теплообмен.

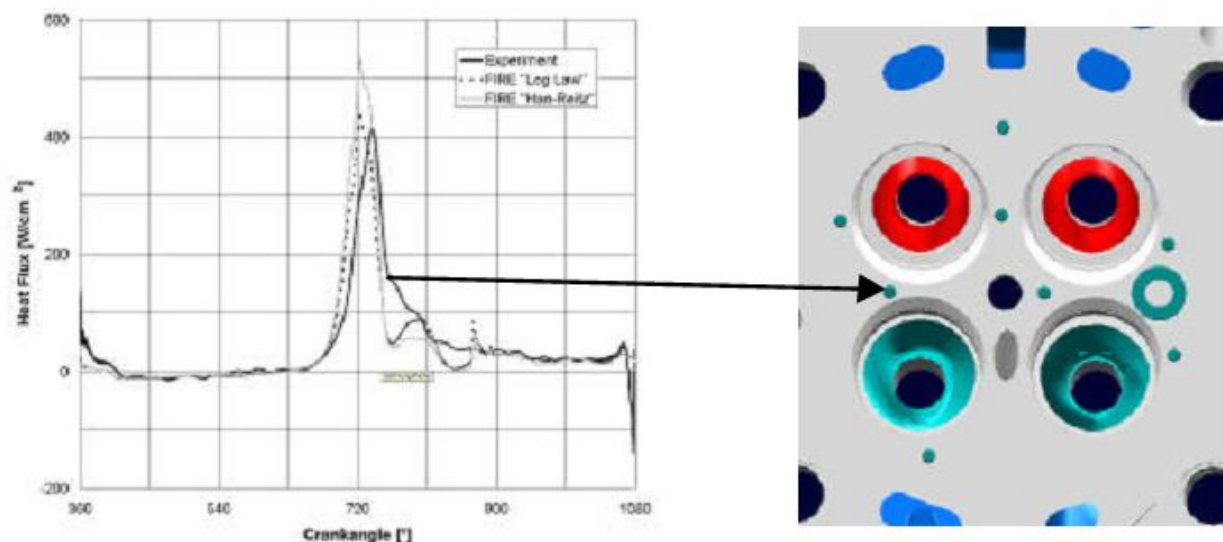


Рис. 9. Сравнение величины вычисленного и измеренного теплового потока, 4000 об/мин, полная нагрузка.

#### 4. Выводы

В настоящей работе были обсуждены некоторые детальные исследования процесса теплообмена со стороны газа в высокооборотных дизельных двигателях. Было показано, что при использовании 3D-CFD, характеристики теплообмена в цилиндре двигателя могут вычисляться с учетом их зависимости от пространства и времени. В работе представлено сравнение между зависимыми от времени результатами расчета и соответствующими измерениями.

Разработанная процедура получения зависящих от пространства, осредненных за цикл величин коэффициента теплообмена и температуры газа реализуется в программном пакете *FIRE*<sup>TM</sup> как стандартный метод анализа теплообмена в двигателе. Этот метод приводит к повышению качества расчетов в конечно-элементном анализе теплового состояния деталей двигателя благодаря возможности задавать зависящие от пространственных координат граничные условия теплообмена. Методика может быть улучшена при учете численного моделирования взаимодействия с твердой стенкой, излучения сажи и т.п.

Усовершенствованный анализ теплообмена в двигателе должен отвечать следующим требованиям:

- Результаты одномерного моделирования рабочего цикла двигателя должны использоваться как граничные условия во входных сечениях впускных и выпускных каналов, а также для инициализации термодинамического расчета.

- Необходимо точное моделирование трехмерного течения (точная степень сжатия, учет геометрических деталей, таких как выточки под клапана, радиус камеры в поршне, сопловые отверстия и т.п.).
- Усовершенствованные модели теплообмена (сжимаемость, взаимодействие со стенкой).
- Автоматическая обработка данных для зависящих от времени результатов теплообмена и осреднения по циклу.
- Использование полученных значений  $h$  и  $T_{GAS}$  в стандартных конечно-элементных решателях (включая переход от конечно-объемных к конечно-элементным сеткам и обратно).

В последнее время анализ процессов теплообмена получил большую роль в развитии двигателей. Некоторые вопросы тесно взаимосвязаны с теплообменом, например, анализ теплового состояния, когда температуры материала должны оставаться ниже критических значений для предотвращения поломки двигателя. Более того, правильное численное моделирование теплообмена является предпосылкой точного расчета процессов смесеобразования и сгорания. Это позволяет использовать CFD моделирование для улучшения показателей экологичности и эффективности работы двигателя на ранних стадиях его разработки.

Многообещающие результаты этой работы и связанных с ней исследований показывают, что предложенная методика может быть включена в процесс разработки двигателя.

## Обозначения

- $q_w$  ..... тепловой поток  $[Вт/м^2]$ ;
- $h$  ..... коэффициент теплообмена  $[Вт/м^2К]$ ;
- $T_{GAS}$ ..... температура газа [К];
- $T_w$ ..... температура стенки [К];
- $Nu$ ..... число Нуссельта [-];
- $L$ .....характерный размер [м];
- $\lambda$  .....коэффициент теплопроводности [Вт/мК];
- $C_k$  .....фактор коррекции [-];
- $Re$ .....число Рейнольдса [-];
- $Pr$ .....число Прандтля [-];
- $\varphi$  .....угол поворота коленчатого вала [град ПКВ];
- $y^+$  .....безразмерная координата до стенки [-];
- $k$ .....турбулентная кинетическая энергия  $[м^2/с^2]$ ;
- $y_p$  .....нормальное расстояние до стенки [м];
- $\nu$  .....вязкость  $[м^2/с]$ ;

$p$  .....давление  $[Н/м^2]$ ;

$\rho$  .....плотность  $[кг/м^3]$ ;

$c_p$  .....удельная теплоемкость  $Дж/кг \cdot К$  ;

$C_\mu$  .....эмпирический коэффициент [-];

$\mu_m$  .....молекулярная вязкость  $кг/мс$  ;

$\chi$  .....константа Ван Кармана [-];

$\bar{h}$  .....осредненный коэффициент теплообмена  $[Вт/м^2К]$ ;

$\overline{T}_{GAS}$  .....осредненная температура газа [К];

$\bar{q}$  .....осредненный тепловой поток  $[Вт/м^2]$ ;

$P$  ..... $P$ -функция [-].

## Литература

- /1/ AVL BOOST Manual, AVL LIST GmbH, Graz, Austria, (2002)
- /2/ AVL FIRE™ User's Manual Version 7, AVL LIST GmbH, Graz, Austria, (2000)
- /3/ Eiglmeier, C., Merker, G.P.: Neue Ansätze zur phänomenologischen Modellierung des gaseitigen Wandwärmüberganges im Dieselmotor. In MTZ 61 (2000).
- /4/ Ennemoser, A., Mahmoud, K., Winklhofer, E.: Kombinierte Fluid- und Strukturberechnung zur thermischen Analyse in Zylinderköpfen von Verbrennungskraftmaschinen. In MTZ 60, (1999).
- /5/ Han, R. and Reitz, R. (1997) A Temperature Wall Function Formulation for Variable-density Turbulent Flows with Application to Engine Convective Heat Transfer Modelling; Int. Journal Heat Mass Transfer, Vol.40, No. 3, pp613-625.
- /6/ Heywood, J. B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill International Editions, New York, 1988.
- /7/ Huber, K. (1992) Der Wärmeübergang schnelllaufend, direkteinspritzender Dieselmotoren. Dissertation, TU Munich.
- /8/ Launder, B.E and Spalding, D.B.: „Lectures in Mathematical Models of Turbulence“, Academic Press, London and New York, 1972, page 46-70
- /9/ Mahmoud, K., Bachler, G., Ennemoser, A.: Fluid-Structure Coupling for Thermal Analysis in Internal Combustion Engines, ABAQUS Users' Conference May 30-June 1, 2001, Maastricht, The Netherlands
- /10/ Nefischer, P., Ennemoser, A., Wimmer, A., and Pflügl, M., (2002) Rechnerische Bestimmung der Bauteiltemperaturen mit Hilfe verbesserter Modellierung des Wärmeüberganges in Zylinderköpfen. 23<sup>rd</sup> International Vienna Engine Symposium.
- /12/ Reitz, R. D. and Diwakar, R., 1987, Structure of high-pressure fuel sprays, SAE 870598.
- /11/ Reitz, R. D., 1987, Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays, Atomization and Spray Technology 3 (1987) 309-337.
- /13/ Versaevel, P., Motte, P. and Wieser, K., (2000) A new 3D Model for Vaporizing Diesel Sprays based on Mixing-Limited Vaporization, SAE 2000-01-0949.
- /14/ Wimmer, A.: Analyse und Simulation des Arbeitsprozesses von Verbrennungsmotoren – Modellbildung und messtechnische Verifizierung. Habilitationsschrift, Technische Universität Graz, Mai 2000.
- /15/ Woschni, G.: Die Berechnung der Wandwärmeverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. In MTZ 31 (1970), S. 491-499.

## Информация о переводе

Перевод выполнил: Зеленцов А.А., студент 6 курса МГТУ им. Н.Э. Баумана (специальность «Тепловые двигатели»).

Кол-во страниц: 14.

Дата: «10» марта 2008 года