

Анализ переходных ездовых циклов с применением совместного моделирования CRUISE – BOOST.

Regner G., Loibner E., Krammer J.
AVL List GmbH
Walter L., Truemner R.
AVL Powertrain Engineering Inc.

Резюме

Для повышения точности моделирования автомобиля на переходных режимах движения, прогнозирования мощностных показателей и расхода топлива необходимо рассматривать систему, состоящую из автомобиля, трансмиссии и двигателя в целом. Для этого требуется использовать совместно различное независимое программное обеспечение для моделирования автомобиля и двигателя. Описание тепловых переходных процессов даёт возможность рассчитывать тепловой баланс двигателя, с помощью которого, в свою очередь, моделируется процесс прогрева двигателя. С учетом процесса прогрева двигателя существенно улучшается качество прогнозирования расхода топлива и выброса загрязняющих веществ. С помощью комбинации программ CRUISE и BOOST, примененной для определения теплового баланса двигателя, был успешно проведен анализ переходных ездовых циклов.

Введение

Численное моделирование расхода топлива и выброса загрязняющих веществ двигателя внутреннего сгорания, адаптируемого под определенный автомобиль, оказывает, на сегодняшний день, незаменимую помощь в процессе разработки. Только понимание совместного поведения автомобиля и двигателя на переходных режимах может предоставить надежную основу для доводки их характеристик. В результате, такие параметры, как масса автомобиля или рабочий объём двигателя могут гармонично сочетаться с расходом топлива и токсичностью при оптимизации коробки передач и калибровок блока электронного управления двигателя. В условиях ужесточающихся требований к токсичности ОГ проблема холодного старта и прогрева становится всё более важной с точки зрения моделирования. Для достижения целевых параметров, не только по мощности но и по токсичности, и расходу топлива, включая расходы на компоновку и стоимость мер по постобработке ОГ, прогнозирующие расчеты необходимы уже на стадии разработки, когда измерения еще не возможны. Цель статьи – показать шаги, которые должны быть сделаны при моделировании процесса прогрева.

Представленная методика основывается на испытанном методе моделирования термодинамического цикла и газообмена, который через успешное моделирование переходных процессов, предлагает непосредственную связь с инструментами для моделирования автомобиля. Расчет рабочих режимов двигателя с учетом требований ездового цикла предоставляет точную, своевременную информацию о переходных процессах, таких как задержка увеличения давления наддува, связанная с моментом инерции турбокомпрессора.

Дальнейший вклад в улучшение качества моделирования делают термические модели, включающие контуры охлаждения и смазки, и объединяющиеся с моделями газообмена и автомобиля. Одновременный расчет взаимодействия тепловыделения и протекания распределения температур в камере сгорания предоставляет корректные граничные условия для моделирования важных явлений в процессе сгорания.

Пакет программного обеспечения для численного моделирования процесса сгорания дизеля, использующий закон впрыска и количество топлива, задаваемое положением педали акселератора через блок электронного

управления двигателем, является дополнительным инструментом моделирования, который позволяет замкнуть контур моделирования. Расчет профиля впрыска и требуемой цикловой подачи производится с помощью программы для моделирования гидродинамических систем.

Методология

Моделирование динамической характеристики всего автомобиля требует комбинации инструментов моделирования, каждый из которых описывает часть динамической системы. Эти инструменты для моделирования времени реакции, процессов в двигателе, системы впрыска и термических характеристик двигателя по отдельности уже проверены на многочисленных приложениях. Это значит, что нужно полагаться на результаты, пришедшие из каждой части и концентрироваться на интеграции программ и обмене данными между ними.

На рис. 1 показана процедура расчета и основной поток данных для комбинированной модели дизельного двигателя с непосредственным впрыском. Основными составляющими модели является программа CRUISE для моделирования автомобиля и программа BOOST для моделирования двигателя. Поток данных начинается в программе CRUISE. Получая в качестве исходных данных заданный профиль скорости, CRUISE использует модель водителя для управления педалью акселератора, конвертируя затем сигнал управления в сигнал нагрузки. Модель автомобиля, включающая все массы и величины трения, использует преобладающую величину крутящего момента двигателя для расчета фактической скорости. Сигналы нагрузки и частоты вращения передаются в блок электронного управления двигателем. На основании записанных характеристик двигателя устанавливаются управляющие переменные, такие как начало впрыска, давление в магистрали высокого давления, или положение лопаток турбокомпрессора. Данные для системы топливоподачи могут быть переданы либо непосредственно в BOOST, либо в следующую комбинацию с программой для моделирования системы топливоподачи HYDSIM. Обычно цикловая

подача устанавливается в BOOST на основании закона впрыска, определяемого записанными характеристиками двигателя.

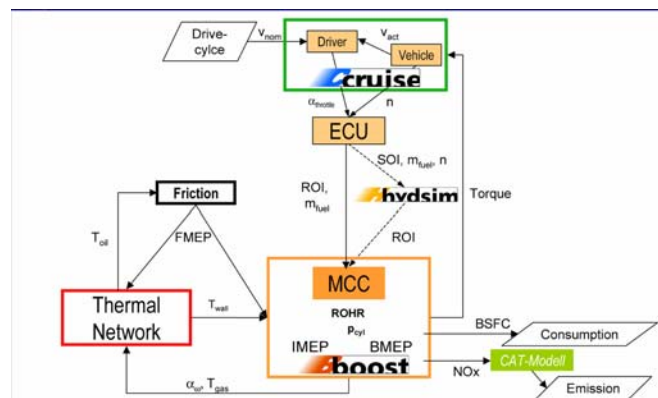


Рис. 1 Процедура расчета и основные потоки данных.

Двигатель целиком со всеми трубопроводами, фильтрами, охладителями и турбоагнетателями моделируется в BOOST. В модуле цилиндра процесс сгорания рассчитывается либо с помощью функции Вибе, либо с использованием модели MCC (Mixing Controlled Combustion). Модуль рассчитывает процесс сгорания и формирования NOx на основании закона впрыска. Для оценки теплообмена процессу расчета в качестве граничных условий необходимы температуры стенок камеры сгорания и температуры во впускном и выпускном каналах. В дополнение к этому, рассчитанная кривая температур газа и коэффициентов теплопередачи для следующего цикла передается в Тепловую Сеть, которая передает требуемые температуры стенок обратно в BOOST. Модель трения также используется с учетом увеличения среднего эффективного давления механических потерь, вызванного холодным маслом. Модель трения совмещается с Тепловой Сетью для учета роста температуры масла во время процесса прогрева.

Совместный расчет CRUISE-BOOST

CRUISE моделирует динамическую характеристику всего автомобиля. Это подразумевает учет всего силового привода и водителя в одной модели. Кроме того, в дополнение к ускоренно движущимся массам во внимание принимаются все нагрузки от ветра, уклон дороги, сопротивление качению. Модель водителя учитывает управляемость

двигателем и динамику самого водителя. CRUISE предлагает, по существу, три различных пути интеграции двигателя в модель:

- Интерполяция расхода топлива и выбранных неразбавленных токсических компонентов с использованием нагрузочных и скоростных характеристик, полученных при измерении на установившихся режимах работы двигателя.
- Автоматическое генерирование характеристик на установившихся режимах работы с помощью BOOST, работающего в теновом режиме, с последующей интерполяцией расхода топлива и NOx из характеристик.
- На каждом временном интервале CRUISE передает в BOOST необходимые в данный момент частоту вращения двигателя и нагрузку. BOOST рассчитывает для каждого шага по времени крутящий момент двигателя, расход топлива и образование NOx, которые затем передаются обратно в CRUISE, как входные значения.

Для всестороннего совместного моделирования наиболее существенным является третий путь. На рис. 2 схематически показан случай совместного моделирования CRUISE и BOOST. Здесь на каждом временном интервале CRUISE передает в BOOST необходимые в данный момент частоту вращения двигателя и нагрузку. BOOST рассчитывает для каждого шага по времени крутящий момент двигателя, расход топлива и образование NOx. Для того, чтобы моделировать переходный ездовой цикл, необходимо, чтобы расчет BOOST проводился непрерывно параллельно с CRUISE. В этом случае требуется полная модель BOOST. Такой параллельный расчет требует регулярного обмена рабочими параметрами между двумя программами.

Этот метод требует от CRUISE устанавливать шаг расчета по времени, который может быть переменным, но в общем случае порядка одного рабочего цикла.

Every Time Step:

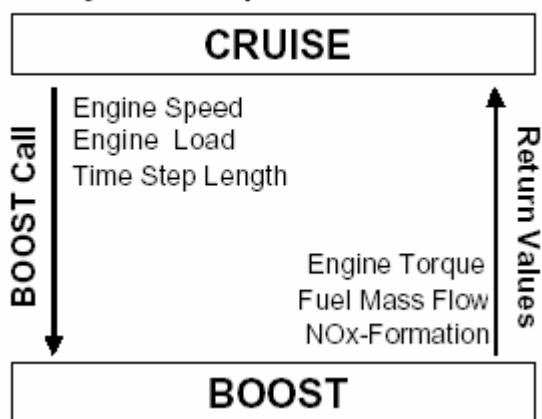


Рис. 2 Расчет переходных процессов с помощью связи CRUISE-BOOST

На каждом расчетном шаге по времени величины нагрузки и частоты вращения двигателя передаются из CRUISE в BOOST. BOOST рассчитывает крутящий момент двигателя, расход топлива и образование NOx. Расчет этих величин учитывает изменчивость расчетного шага по времени. Для того, чтобы сгладить циклические колебания за один рабочий цикл, принимают среднее значение крутящего момента во всех цилиндрах за предшествующий цикл. Расход топлива и NOx осредняются по тому же принципу.

Преимущества:

- Более детальное моделирование
- Метод доступен на самых ранних стадиях процесса разработки двигателя.
- Метод применим в случае изменяющихся граничных условий (прогрев двигателя)
- Реалистичное моделирование переходных процессов управления нагрузкой (Для дизелей: варьирование цикловой подачей / предкамера по сравнению с непосредственным впрыском. Для двигателей с искровым воспламенением: изменение положения дроссельной заслонки).
- Метод учитывает переходные газодинамические эффекты (например, положение заслонки или клапана рециркуляции ОГ, задержка турбокомпрессора)

Недостатки:

- Длительное время расчета
- Для модели BOOST необходим большой объём исходных данных, зависящих от задачи.
- В настоящее время наряду с расчетом расхода топлива возможен расчет только NOx.

Примеры применения:

- Ускорение при полной нагрузке, эластичность, требования к коробке передач на ранних стадиях процесса разработки с учетом переменных во времени граничных условий (тепловая сеть, холодный старт и т.д.)
- Расчет расхода топлива и сырой эмиссии NOx на ездовом цикле на ранних стадиях процесса разработки с учетом переменных во времени граничных условий (тепловая сеть, холодный старт и т.д.)
- Оценка влияния модификаций конструкции (например, седло дроссельного клапана или клапана системы рециркуляции ОГ, снижение диаметра трубопровода для снижения времени реакции при увеличении сопротивления потоку.)

Ниже описывается процесс совместного моделирования CRUISE-BOOST на примере коммерческого автомобиля. Модель силового агрегата, показанная на рис. 3, состоит из привода с двойной осью, в котором распределение крутящего момента по ведущим колесам осуществляется с помощью центрального дифференциала, за которым следуют дифференциалы на каждой оси.

Механическая коробка перемены передач, подходящая к этому автомобилю, фактически представляет из себя разделенную КПП с двумя группами передаточных соотношений, которые моделируются, как две механических КПП в CRUISE.

Управление двумя группами передаточных соотношений производится посредством компонентов «Черный ящик», которые предоставляют пользователю свободу в программировании алгоритма управления.

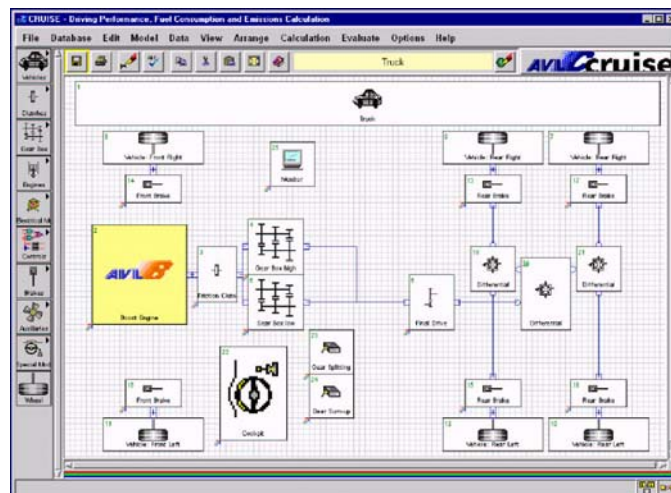


Рис. 3 Модель CRUISE силового привода и трансмиссии коммерческого автомобиля

На место двигателя внутреннего сгорания в модель CRUISE помещен BOOST с наиболее значимыми исходными данными, полученными из стационарных измерений.

Только с помощью совместного моделирования можно получить реальное представление о характеристиках двигателя на переходных режимах работы, отражающих сложные процессы в подсистемах двигателя внутреннего сгорания и силового привода, а также о том, как они проявляют себя в реальных ездовых условиях. В дополнение к определению диапазонов потенциальных применений, моделирование переходных процессов силового агрегата в модели автомобиля даёт возможность исследовать динамические явления, такие как реакция турбокомпрессора, которые оказывают существенное влияние на поведение автомобиля на дороге, в частности, при трогании с места и переключениях передач, и на расчет расхода топлива, результаты которого сильно отличаются при моделировании стационарного и переходного режимов.

На рис. 4 приведены графики скорости автомобиля, частоты вращения двигателя и крутящего момента двигателя в зависимости от времени при ускорении на полной нагрузке из неподвижного состояния до 50 км/ч. Хорошо видны процесс трогания с места при постоянной частоте вращения двигателя и переключение на четвертую передачу.

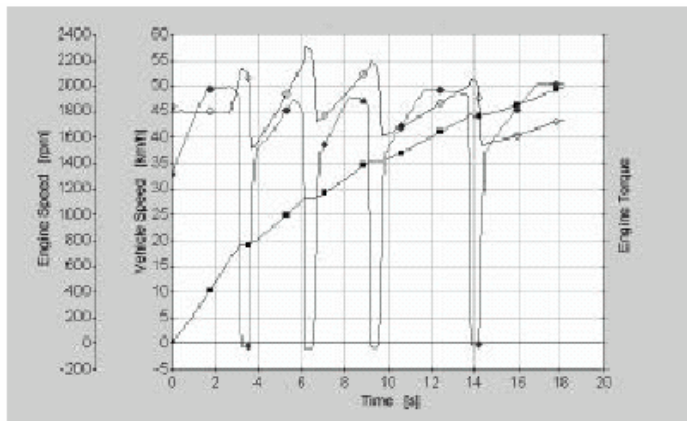


Рис. 4 Скорость автомобиля, частота вращения и крутящий момент двигателя во время ускорения при полной нагрузке

В начале процесса трогания ведущий диск сцепления вращается со скоростью, установленной водителем, в то время как ведомый диск неподвижен и находится в зацеплении с первой передачей. При управляемом трогании частота вращения ведущего диска сцепления равна частоте вращения двигателя и поддерживается постоянной во время перемещения педали сцепления. Ведомый диск сцепления ускоряется. Процесс трогания завершается, когда обе части сцепления вращаются с одной скоростью и диски сцепления находятся в зацеплении. Начиная с этого момента, двигатель продолжает ускоряться, а диски сцепления вращаются с одинаковой скоростью.

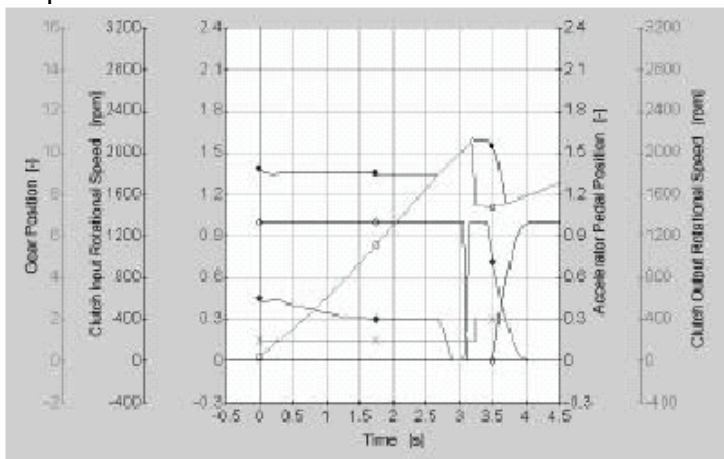


Рис. 5 Номер передачи, частоты вращения ведущего и ведомого дисков сцепления во время переключения передачи.

Как только частота вращения двигателя достигает предела, установленного регулятором, происходит переключение передачи (см. Рис. 5). Переключение передачи начинается с момента выключения сцепления водителем (на Рис. 5 положение педали

сцепления от 0 до 1). Педаль акселератора отпущена (Положение педали акселератора на рис. 5 от 1 до 0). Таким образом, силовой привод расцеплен (различные частоты вращения ведомого и ведущего дисков сцепления) и крутящий момент двигателя падает (см. Также рис. 4). Как только завершается включение повышенной передачи, водитель нажимает педаль акселератора и отпускает педаль сцепления, тем самым, соединяя силовой привод.

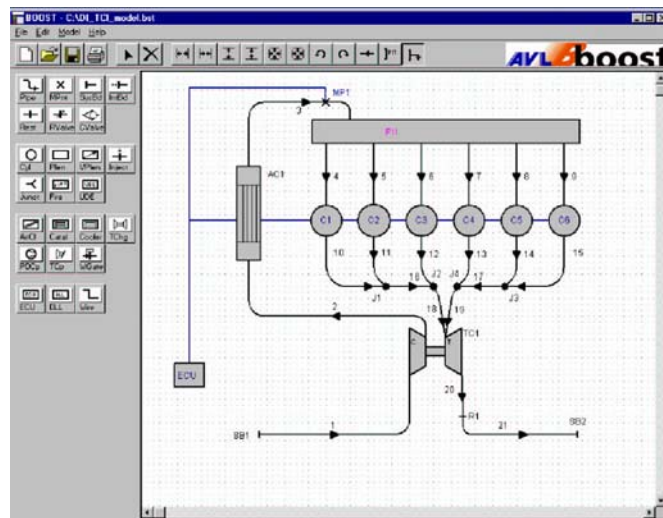


Рис. 6 Модель BOOST 6-ти цилиндрового двигателя коммерческого автомобиля

На рис. 6 показана модель BOOST 6-ти цилиндрового двигателя коммерческого автомобиля с турбокомпрессором и промежуточным охлаждением. Модель включает все трубопроводы от воздушного фильтра и до глушителя на выпуске, шесть цилиндров, промежуточный охладитель и турбокомпрессор. Характеристики турбокомпрессора записаны в виде таблиц, и превалирующие рабочие условия интерполируются на основе этих таблиц. Внутрицилиндровые процессы в этом примере рассчитываются с помощью коэффициента теплопередачи по Вошни, а кривые сгорания – по Вибе. Температуры стенок устанавливаются постоянными и имеют средние значения. Параметры сгорания получают из измерений на стационарных режимах работы.

Следующий компонент модели – блок электронного управления двигателем, который устанавливает цикловую подачу, и момент зажигания для всех 6-ти цилиндров, основываясь на сигнале нагрузки, передаваемом из CRUISE, и частоте

вращения. В дополнение к этому Блок Электронного Управления предоставляет значение массового расхода воздуха в точке MP1 на входе во впускной ресивер. Эти данные позволяют рассчитывать максимальную цикловую подачу во время ускорения, поддерживая низкие значения дымности на переходном режиме.

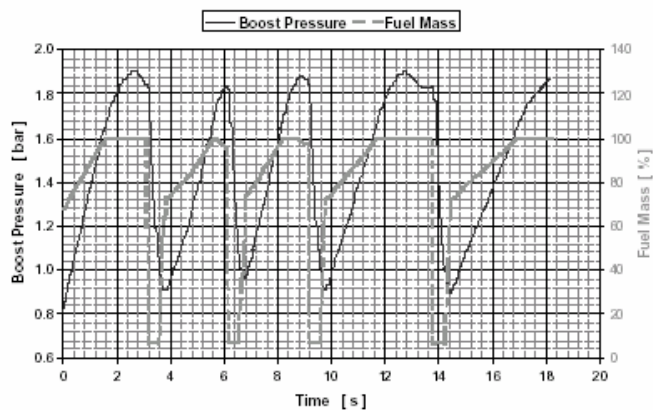


Рис. 7 Давление на впуске и цикловая подача в зависимости от времени

На рис. 7 приведены значения давления на впуске и цикловой подачи в режиме ускорения при полной нагрузке, описанном выше. Из-за момента инерции турбокомпрессора и массы газов в трубопроводах для установления давления на впуске требуется некоторое время. Во время переключения передачи давление на впуске падает, а значение цикловой подачи становится равным значению на холостом ходу. Положение педали акселератора затем принимает значение 100%, но полную цикловую подачу осуществить нельзя, пока коэффициент избытка воздуха находится на уровне, несовместимом с удовлетворительным значением дымности. Как только давление на впуске достигнет необходимого уровня, полная цикловая подача станет возможной.

Будущее законодательство по токсичности потребует использования дополнительных устройств, снижающих содержание загрязняющих компонентов. Одна из технологий, которую используют мировые производители двигателей – рециркуляция отработавших газов (РОГ). Эта рециркуляция ОГ может быть достигнута за счет отбора газа перед турбиной дизельного двигателя и ввода его во впускной коллектор. В представленной конструкции моделировалась система РОГ с высоким давлением. Это значит, что

рециркуляция организована по контуру с высоким давлением: газ отбирается до турбины и подается во впускной коллектор после турбокомпрессора. На рис. 8 показана модель BOOST, включающая трубопроводы для системы РОГ с клапанами РОГ, охладитель РОГ и дополнительный пластинчатый клапан после охладителя для улучшения потока РОГ на специфических рабочих режимах двигателя.

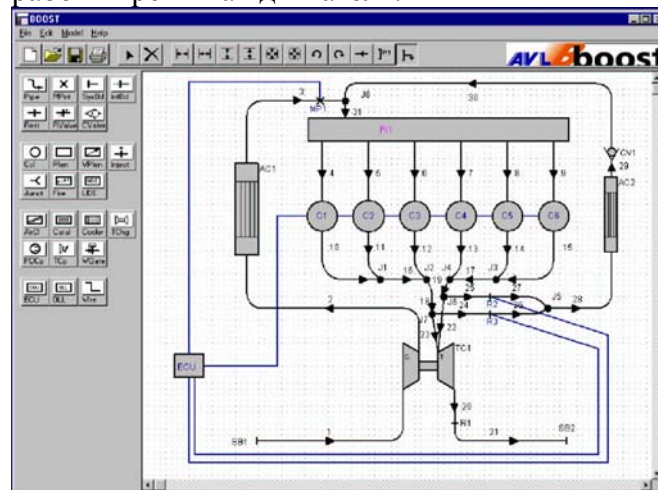


Рис. 8 Модель BOOST 6-ти цилиндрового коммерческого автомобиля с использованием РОГ и управлением РОГ

Характеристика представленной системы РОГ зависит от разницы давлений во впускном и выпускном трубопроводах. Так, количество отобранного отработавшего газа сильно отличается на установившихся и переходных режимах работы. Схему системы РОГ тоже необходимо оптимизировать под переходные режимы работы, включая оптимизацию турбокомпрессора, объемов системы РОГ и расположения управляющих устройств.

Модель CRUISE автомобиля осталась неизменной. Совместное моделирование CRUISE-BOOST проводилось для режима ускорения автомобиля от 0 до 50 км/ч.

На рис. 9 приведено сравнение характеристик автомобиля, оборудованного базовым двигателем без системы РОГ и двигателем с системой РОГ перед оптимизацией (Вариант 1). Дополнительно на рис. 9 представлены схемы системы РОГ с управлением (Вариант 2) и системы РОГ с управлением и меньшей турбиной (Вариант 3). Разгон автомобиля с двигателем, оборудованным системой РОГ, от 0 до 50 км/ч составил 23.3 с. Это на 5.15 с дольше, чем с базовым двигателем.

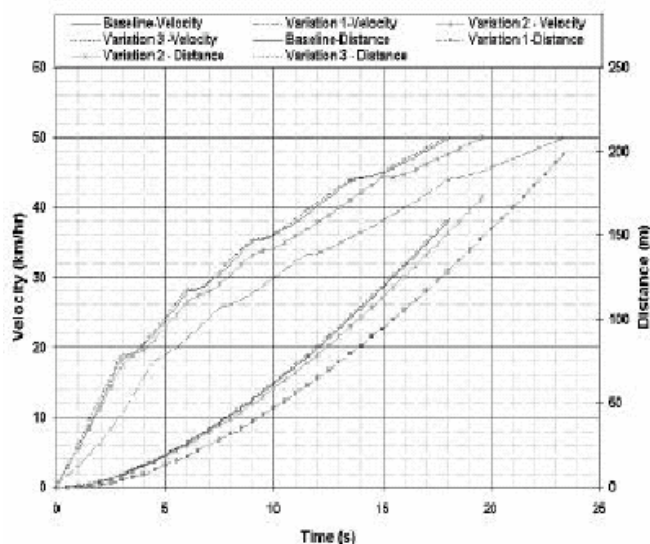


Рис. 9 Влияние различных стратегий EGR на характеристики автомобиля

Ухудшение характеристики автомобиля вызвано ограничением расхода топлива, зависящим от массового расхода воздуха. В двигателе с РОГ часть массы свежего воздуха в цилиндре замещается отработавшими газами. Таким образом расход свежего воздуха снижается. Для того, чтобы избежать недостатка давления наддува, турбокомпрессор необходимо оптимизировать, а систему управления подобрать такой, чтобы она позволяла снижать количество РОГ на переходных режимах работы. Для моделирования автомобиля была использована простая система управления РОГ, ограничивающая количество РОГ на переходных режимах работы в зависимости от давления наддува. На рис. 10 приводится давление наддува для каждой из моделей. Максимально допустимое давление наддува составляло 3 бар.

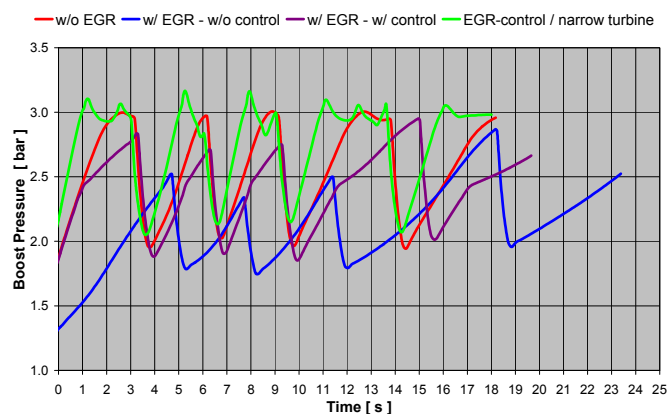


Рис. 10 Сравнение давлений наддува

Как видно, в случае вариантов 1 и 2 пиковое давление наддува было недостижимо. Работа перепускного клапана, как и давление наддува, оказывает влияние на характеристику ускорения.

В случае варианта 2 (РОГ с управлением) грузовик достигает скорости 50 км/ч за 19.6 с, что на 1.5 с медленнее, чем у базовой модели. Ускорение автомобиля в такой комплектации хуже, чем у базовой модели из-за снижения количества свежего заряда во впускном коллекторе при увеличенной РОГ. Однако, через определенное время давление наддува приближается к пиковому, в то время как модель без управления никогда не достигает момента открытия перепускного клапана, ограничивающего давление. Из-за повышенного давления во впускном коллекторе модель с управлением позволяет достичь более высокого ускорения, чем модель с неуправляемой РОГ.

Третья модель (Вариант 3) использует стратегию управления из предыдущей модели и турбину с меньшим размером, использующую 80% потока газа по сравнению с турбиной базовой модели. Такая комбинация РОГ и турбины позволяет достичь скорости 50 км/ч за 17.95 с, что на 0.2 с быстрее по сравнению с базовой моделью. Эта модель позволяет достичь пика давления наддува гораздо быстрее, показывая при этом лучшие характеристики по сравнению с базовой моделью. По сравнению с управляемой моделью с базовой турбиной много больше времени тратится на ограничение максимального давления наддува (см. Рис. 10).

Влияние запаздывания давления наддува на переходных режимах, как показало моделирование различных стратегий управления и размеров турбины, имеет большое значение для получения точных результатов моделирования характеристики автомобиля. Такой уровень моделирования переходных режимов требует использования подробной термодинамической модели, как показала связь CRUISE-BOOST.

Корректное описание задержки давления на впуске на переходных режимах является одним из основных преимуществ совместного моделирования CRUISE-BOOST. Расчет дорожной динамики, основанный на характеристиках стационарных режимов

работы, может только аппроксимировать эту характеристику с использованием эмпирических соотношений. Модель CRUISE-BOOST позволяет более точно анализировать динамические характеристики двигателя в комбинации с автомобилем и предоставляет возможность оценки характеристик альтернативных конструкций турбокомпрессоров или трубопроводов впускных систем на ранних стадиях разработки. Также, модель предоставляет возможность тестирования управляющих параметров блока электронного управления двигателем и разработки стратегий управления ещё до изготовления первого прототипа.

В данном примере температура стенок принималась постоянной. Это предположение недопустимо в случае анализа процесса прогрева двигателя, так как температура стенок оказывает существенное влияние на газообмен и сгорание. Для учета нарастания температуры стенок во время прогрева в дальнейший процесс моделирования включается Тепловая Сеть.

Совместная модель CRUISE-Тепловая Сеть

Компоненты двигателя и их тепловые массы моделируются, как тепловая сеть. В отличие от метода конечных элементов различные компоненты описываются с помощью существенно меньшего числа эквивалентных масс, которые еще называют узлами. Для каждого узла устанавливается характерная средняя температура. Каждый узел может получать и отдавать тепло и соединяется с другими узлами посредством теплопередающих взаимосвязей. Начиная с определенного состояния, упрощенная система позволяет рассчитывать изменения температуры в зависимости от времени для каждой характерной массы в любом рабочем режиме двигателя. Модель также позволяет рассчитывать переходные тепловые процессы, как, например, прогрев двигателя. Изменение температуры каждой характерной массы в зависимости от времени рассчитывается в соответствии с первым законом термодинамики.

На рис. 11 приведен пример тепловой сети. Конструкция двигателя описывается с помощью 21 массы, соединенной между собой

34 теплопроводными элементами. Тепло от рабочего газа и трения вводится в тепловую сеть через источники тепла. Расчет тепловых граничных условий со стороны рабочего газа производится с помощью осредненных коэффициентов теплообмена и температуры газа, полученных из расчета термодинамического цикла ДВС. Мощность трения в двигателе рассчитывается с помощью модели, разработанной Паттоном и др. [4]. Увеличение мощности трения, вызванное холодным маслом, также учитывается при моделировании прогрева. Модель описывает наиболее важные компоненты контуров охлаждения и смазки. Теплопередача в жидкость моделируется с помощью конвективных тепловых связей. Расчет коэффициентов теплопередачи в жидкость основан на модели Нуссельта. При определении расхода жидкости и потерь давления жидкость принимается невязкой. Определение коэффициентов теплопередачи в контуре смазки основано на эмпирических величинах, которые зависят от частоты вращения.

Совместное моделирование CRUISE и тепловой сети позволяет прогнозировать переходные режимы работы автомобиля. В следующем примере представлен процесс прогрева двигателя [5]. Основой для модели послужил автомобиль среднего класса с дизельным двигателем с непосредственным впрыском.

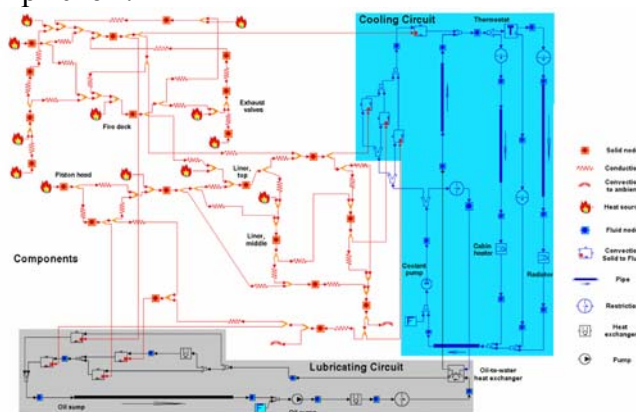


Рис. 11 Схема тепловой сети

График нагрузки для моделирования ездового цикла устанавливался в соответствии с NEDC [New European Union Driving Cycle], принятый Европейским законодательством. Этот цикл состоит из городского компонента, соответствующего UDC [Urban Driving Cycle], повторяющегося последовательно 4 раза, и

компонента загородной дороги. Для исследования процесса прогрева рассматривались только городские циклы общей длительностью 780 сек.

Рабочий режим двигателя (крутящий момент и частота вращения), необходимые для достижения заданных условий движения, рассчитываются в модели CRUISE. Детальное моделирование термодинамического цикла двигателя (теплообмен, температуры) в этом случае должно проводиться посредством связи с программой расчета процесса двигателя, так как непосредственный обмен данными между тепловой сетью и BOOST пока не возможен (состояние на 2001 г). Поэтому, величины коэффициентов теплоотдачи со стороны газа, осредненные за рабочий цикл и температуры газа при различных частотах вращения и нагрузках, рассчитывались с помощью BOOST. Так как эти величины рассчитывались для прогретого двигателя, процессы теплообмена требовали адаптации к условиям работы холодного двигателя. На основании эксперимента скорость теплообмена холодного двигателя принималась равной 115% от скорости теплообмена прогретого двигателя [5], [6]. Адаптированная скорость теплообмена рассчитывается на основании температуры соответствующего компонента, взятой из предыдущего цикла, и текущей характеристики двигателя.

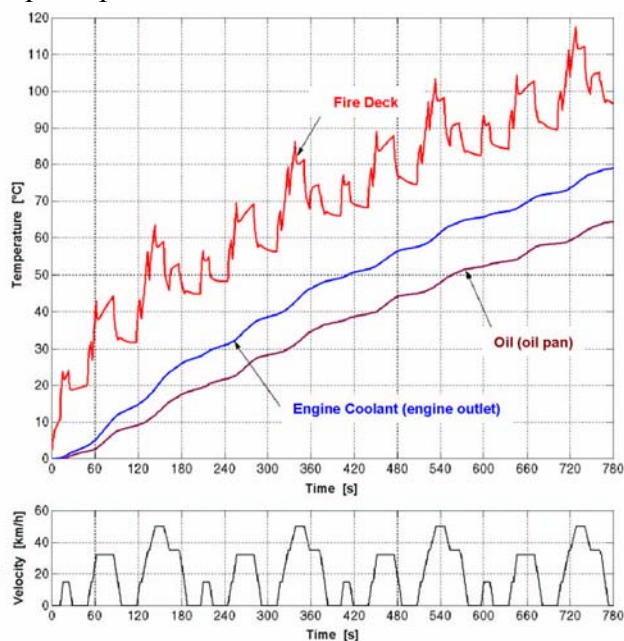


Рис. 12 Расчетные графики температур для переходного режима прогрева двигателя

Эта величина скорости теплообмена передаётся в тепловую сеть, в которой рассчитывается новая температура компонента. В добавление к этому рассчитывается прогрев контуров охлаждения и смазки. На основании прогрева масла и при использовании модели трения получают модифицированный механический КПД двигателя. На рис. 12 показан прогрев головки цилиндров, контуров охлаждения и смазки за 4 городских цикла, входящих в NEDC.

Совместная модель BOOST-MCC

В описанной выше модели CRUISE-BOOST процесс сгорания в дизеле моделировался с помощью функции Вибе. Параметры функции Вибе определялись для всей карты характеристик полностью прогретого двигателя и вводились в BOOST. Такая модель исключает возможность прогнозирования NOx. Прогнозирование NOx становится возможным только после внедрения в BOOST специальной модели сгорания в дизельном двигателе MCC (Mixing Controlled Combustion). Здесь скорость тепловыделения для дизельных двигателей описывается с помощью методов, основу которых составляет предположение о том, что скорость тепловыделения зависит от скорости конвективного переноса топлива и свежей смеси в зону горения [7]. Отталкиваясь от предположения, что скорость тепловыделения в любой момент зависит от текущей массы топлива $f_1(m_k, \varphi)$ и интенсивности циркуляции заряда в камере сгорания $f_2(k, \varphi)$, можно представить MCC формулу в виде массового и турбулентного компонентов (1):

$$\frac{dQ}{d\varphi} = f_1(m_k, \varphi) \cdot Hu \cdot f_2(k, \varphi) \cdot Cm \quad (1)$$

Массовый компонент $f_1(m_k, \varphi)$.

Предполагается, что скорость тепловыделения пропорциональна массе топлива, доступной в данный момент. Эта масса может быть получена, как разность между массой топлива m_k , поступившей в цилиндр до данного момента, и массой топлива m_b , сгоревшей до данного момента. Масса сгоревшего топлива m_b получается в результате деления выделившейся энергии сгорания Q_b на низшую теплоту сгорания Hu . Определяя доступную массу топлива, важно принимать во внимание тот факт, что масса впрыснутого

топлива до данного момента не может быть окислена мгновенно. До начала сгорания должен пройти период задержки воспламенения, заключающийся в химической и физической подготовке топлива. В процессе сгорания возникает задержка сгорания Δ , которая зависит от среднего расстояния между топливом и фронтом пламени. При введении Δ массовый компонент принимает следующий вид:

$$f_1(m_k, \varphi) = \left(m_k(\varphi - \Delta) - \frac{Q_B(\varphi)}{Nu} \right) \quad (2)$$

Турбулентный компонент $f_2(k, \varphi)$. Для описания локальной плотности турбулентной кинетической энергии k используется кинетическая энергия впрыснутой струи с учетом рассеивания. Локальную плотность кинетической энергии $e_k(\varphi)$ получают, применяя кинетическую энергию $E_{k,D}$ к массе впрыснутого топлива m_k и массе свежего заряда, необходимой для сгорания $m_k \cdot \lambda \cdot L_{st}$.

$$e_k(\varphi) = \frac{E_{k,D}}{m_k(1 + \lambda \cdot L_{st})} \quad (3)$$

Предполагая, что не основной поток, а скорее турбулентность, возникающая из-за временных и пространственных перемещений, управляет смесеобразованием, турбулентный компонент рассчитывается на основании энергии топлива через константу модели C_T . Константа модели C_T описывает эффективность преобразования кинетической энергии в турбулентную кинетическую энергию. Таким образом, локальная плотность турбулентной кинетической энергии $k(\varphi)$ определяется как:

$$k(\varphi) = C_T \cdot e_k(\varphi) \quad (4)$$

Так как квадратный корень из $k(\varphi)$ [м/с] может трактоваться, как скорость конвекции на молекулярном уровне, а скорость молекулярных соударений зависит от плотности среды, скорость конвекции находят через характерный масштаб длины, определяющийся на основании изменяющегося объёма цилиндра $V_z(\varphi)$.

$$f_2(k, \varphi) = \frac{\sqrt{k(\varphi)}}{\sqrt[3]{V_z(\varphi)}} \quad (5)$$

Фаза кинетического сгорания. В случае холодного двигателя или в диапазонах низких нагрузок и частот вращения доля кинетического сгорания очень высока. Эта

фаза сгорания не может быть рассчитана с помощью формулы МСС. Поэтому, фаза кинетического сгорания описывается по Вибе и накладывается на диффузионную модель. Кроме того, количество горючей смеси, доступной в начале сгорания, рассчитывается через модель испарения.

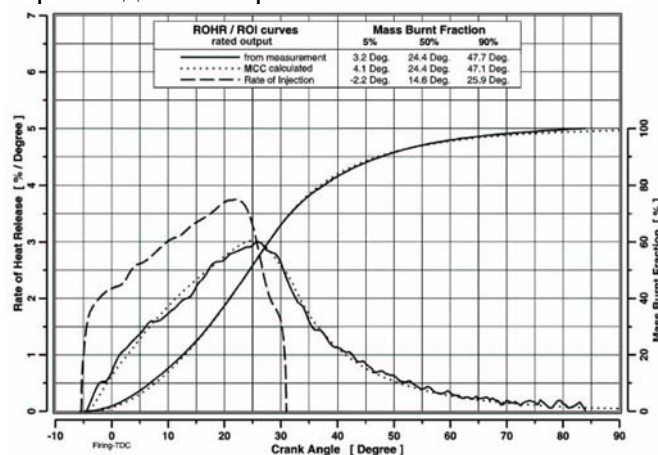


Рис. 13 Сравнение между расчетом и измерением на номинальном режиме работы

На рис. 13 показано сравнение расчетных и измеренных кривых сгорания для двигателя коммерческого автомобиля на номинальном режиме работы. Представлены кривые сгорания, полученные на основе анализа индикаторной диаграммы и с помощью модели МСС. Представлен также закон впрыска. Данный рабочий режим практически не имеет фазы кинетического сгорания. Результаты расчета очень хорошо совпадают с результатами измерений.

Расчет формирования оксидов азота. Модель образования оксидов азота основывается на расширенном механизме Зельдовича с дополнительным включением выделения NO из оксида N_2O . Скорость формирования $f_{Zeldovich}(c_i, p, T)$ определяется равновесными концентрациями компонентов c_i и константами термодинамических соотношений. Турбулентный компонент $f_2(k, \varphi)$ был добавлен в оригинальное дифференциальное уравнение [8] для учета влияния турбулентности на формирование NO. Дополнительно применяется константа C_{NO} .

$$\frac{d(NO)}{dt} = C_{NO} \cdot f_{Zeldovich}(c_i, p, T) \cdot f_2(k, \varphi) \quad (6)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При объединении нескольких инструментов моделирования появляется возможность проведения всеобъемлющего моделирования автомобиля от двигателя через трансмиссию до колес на переходных рабочих режимах. Для этого необходимо, чтобы несколько отдельных программ имели интерфейсы, позволяющие обмениваться данными во время расчета и мгновенно их использовать. В представленном примере была показана модель автомобиля с учетом всех масс и сопротивлений, а также поведения водителя в программе динамического моделирования CRUISE. Эта модель включает в себя модель двигателя, созданную с помощью программы BOOST для моделирования газообмена и термодинамического цикла. На каждом расчетном шаге по времени BOOST получает сигналы нагрузки и частоты вращения из моделирования динамических ездовых условий. Эти данные обрабатываются сразу во время расчета переходных режимов. На каждом шаге по времени BOOST возвращает значение крутящего момента в CRUISE, который затем изменяет ездовые условия в соответствии с этой информацией. С другой стороны, BOOST рассчитывает тепловые потоки в стенки соответствующих компонентов двигателя, которые затем передаются в тепловую сеть. Основываясь на этой информации, тепловая сеть рассчитывает температуры компонентов и жидкостей и передает их обратно в BOOST для следующего расчетного шага.

Использование такой системы совместного моделирования позволит анализировать циклы прогрева, поставленные в соответствие с современными нормативами токсичности, с точностью, достаточной для выдачи заключений о расходе топлива и токсичности. Расход топлива может быть получен непосредственно. Моделирование токсических компонентов ограничено из-за недостатка моделей данного уровня.

Полное совместное использование всех отдельных инструментов моделирования пока не возможно (состояние на 2001). Задачи, которые необходимо решить для достижения полного совместного моделирования, следующие:

- Объединение тепловой сети с BOOST пока не завершено.
- Применимость модели МСС пока ограничена условиями, в которых кинетическая фаза сгорания превалирует. В этих условиях модель диффузионного сгорания не работает. Таким образом, модель МСС должна быть расширена и улучшена.
- Моделей выделения загрязняющих компонентов HC и CO пока нет. Существуют модели образования частиц. Но они не достаточно хорошо проверены в такой всесторонней задаче. Только NOx могут быть получены с помощью модели МСС. В случае моделирования процесса прогрева NOx, к сожалению, имеет решающее значение.
- Модель системы переработки отработавших газов.

При получении недостающих компонентов и разработке моделей совместное моделирование CRUISE-BOOST-Тепловая Сеть станет важным инструментом для разработки двигателя. Его использование сделает возможным определение граничных условий на ранних стадиях разработки двигателя. Таким образом, могут быть достигнуты будущие требования к расходу топлива и токсичности.

Литература

- [1] Koegeler, H.-M.; Regner G.; Sams T.; Gschweidl K.: Using Simulation and Optimization Tools to Decide Engine Design Concepts. SAE Paper 2000-01-1267, 2000
- [2] Sams, T.; Regner, G.; Chmela F.: Integration von Simulationswerkzeugen zur Optimierung von Motorkonzepten. In: MTZ 61 (2000), S. 600-608
- [3] Woschni, G.: Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. In: MTZ 31 (1970), S. 491-499
- [4] Patton K, Nitschke R, Heywood J.: Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines. SAE Technical Paper Series 890836, 1989
- [5] Wimmer A, Breitbach H, Glaser J, Phillip H, Hofmann P: Anwendungsbeispiele der instationären Wärmestrommessung. In. Proceeding of the 5th Symposium „The Working Process of the Internal Combustion Engine“, September 1995, Graz. Institutsmitteilung Heft 67
- [6] Samhaber C, Wimmer A, Loibner E.: Modeling of Engine Warm-Up with Integration of Vehicle and Engine Cycle Simulation. SAE Technical Paper Series 2001-01-1697, 2001
- [7] CHMELA, F.; ORTHABER G.; SCHUSTER W.: Rate of Heat Release Prediction for Direct Injection Diesel Engines Based on Purely Mixing Controlled Combustion. SAE 1999-01-0186, 1999
- [8] PATTAS, K.; HÄFNER, G.: Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung, MTZ Motortechnische Zeitschrift 12 (1973)

Контакты

Gerhard Regner работает в департаменте прикладной термодинамики коммерческих силовых агрегатов на AVL List GmbH, Hans-List-Platz 1, A-8020 Graz, Austria.

E-Mail – gerhard.regner@avl.com.

Lukas Walter – руководитель группы Термодинамики и CFD на AVL Powertrain Engineering Inc., 47519 Halyard Drive, Plymouth, MI 48170.

E-Mail – lukas.walter@avlna.com