

Научное издание

Гирявец Александр Константинович

# Теория управления автомобильным бензиновым двигателем

Лицензия № 020441 от 28.02.92 Н/К

Подписано в печать 18.04.97. Формат 60x84/16 Бумага офсетная Гарнитура тайме Печать офсетная Усл.печ.л. 21,75 Уч.-  
изд.л. 21,62 Тираж 300 Изд. № А-4585 Заказ 469  
Стройиздат. 101442 Москва, Долгоруковская, 23а 000 ППП "Русский сервис"

Converted by CTTeam <http://chiptuner.ru>

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	
ВВЕДЕНИЕ .....	
Глава 1	
АВТОМОБИЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ КАК ОБЪЕКТ УПРАВЛЕНИЯ	
1.1 Условия работы автомобильного двигателя .....	
1.2 Роль двигателя в управлении скоростью движения автомобиля .....	
1.3 Структура системы управления рабочим процессом бензинового двигателя .....	
1.4 Управляющие параметры .....	
1.5 Интерпретация управляющего воздействия. Цикловое наполнение. Цикловая подача топлива. Мощность .....	
1.6 Критерии быстродействия системы управления рабочим процессом .....	
1.7 Представление информации в системе управления рабочим процессом двигателя .....	
1.8 Монотонность изменения мощности двигателя как критерий ездовых качеств автомобиля.....	
Глава 2	
РЕЖИМЫ И РЕЖИМНАЯ ОБЛАСТЬ	
2.1 Режимная область и режимная точка. Сходственные условия .....	
2.2 Режим работы двигателя .....	
2.3 Диспетчер режимов .....	
2.4 Методы согласования регулировок рабочего процесса .....	
2.5 Применение интерполяции при описании регулировок рабочего процесса.....	
Глава 3	
РАСЧЕТ ЦИКЛОВОГО НАПОЛНЕНИЯ	
3.1. Характеристики параметров впускной системы .....	
3.2 Цикловое наполнение .....	
3.3 Термоанемометрический датчик массового расхода воздуха.....	
3.4 Использование термоанемометрического датчика для измерения расхода воздуха.....	
3.5. Вычисление расхода воздуха в зоне обратных выбросов .....	
3.6. Расчет циклового наполнения при применении датчика	

массового расхода воздуха .....	
3.7 Причины динамической погрешности при вычислении циклового наполнения .....	
3.8. Абсолютное давление во впускной системе .....	
3.9 Использование датчика абсолютного давления для расчета циклового наполнения.....	

## Глава 4 ТОПЛИВОПОДАЧА В ДВИГАТЕЛЯХ С ВПРЫСКОМ БЕНЗИНА

4.1 Статические передаточные характеристики впускной системы по топливоподаче .....	
4.2 Динамическая модель впускной системы по топливоподаче .....,.....	
4.3 Топливоподача на режиме ПУСК.....	
4.4 Алгоритм управления топливоподачей.....	

## Глава 5 УПРАВЛЕНИЕ УГЛОМ ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ

5.1 Алгоритм и реализация управления углом опережения зажигания.....	
5.2 Регулятор угла опережения зажигания на режиме ОМЧВ .....	
5.3 Детонация как случайный процесс. Методы распознавания детонации.....	
5.4 Статистический метод распознавания детонации .....	
5.6 Регуляторы угла опережения зажигания по детонации .....	

## Глава 6 УПРАВЛЕНИЕ СОСТАВОМ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

6.1 Способы управления составом отработавших газов .....	
6.2 $\lambda$ -зонд, принцип действия и свойства .....	
6.3 Свойства каталитического нейтрализатора .....	
6.4 $\lambda$ -регулирование и $\lambda$ -регулятор .....	
6.5 Управление концентрацией окислов азота в отработавших газах .....	

## Глава 7 УПРАВЛЕНИЕ ЦИКЛОВЫМ НАПОЛНЕНИЕМ

7.1 Необходимость управления цикловым наполнением .....	
7.2. Исполнительные устройства для управления цикловым наполнением.....	
7.3. Управления цикловым наполнением на режиме ОМЧВ.....	
7.4 Управления цикловым наполнением на режимах ПУСК и ЧНи ПМ .....	

## Глава 8 МЕТРОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ

8.1 Критерии выбора метрологических характеристик системы управления рабочим процессом двигателя .....	
8.2 Методы выбора метрологических характеристик системы управления .....	
8.3 Способы улучшения метрологических характеристик системы управления рабочим процессом двигателя .....	
Глава 9 АДАПТАЦИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ	
9.1 Задачи и цели адаптации .....	
9.2 Пути улучшения экологических показателей автомобиля .....	
<i>ЛИТЕРАТУРА</i> .....	

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Ужесточение требований к экологическим и экономическим показателям автомобиля, увеличивающаяся насыщенность автомобиля электрическими датчиками и исполнительными устройствами, требует создания эффективных способов управления бензиновым двигателем, использующих появляющиеся возможности для решения возникающих проблем. Инструментом в этой области является теория управления автомобильным бензиновым двигателем.

Возможность использовать электрически управляемые устройства и микропроцессоры, для управления рабочим процессом двигателя, значительно расширила требования к глубине понимания физических процессов происходящих в двигателе. Реализация этой возможности может быть осуществлена только в рамках единой теории, рассматривающая автомобильный двигатель, датчики и исполнительные устройства как элементы единой системы. В основе этой теории лежит Идея реализации управления каждым рабочим циклом двигателя, рассматривающая двигатель как неотъемлемую часть автомобиля, служащую для преобразования команд водителя в изменение скорости его движения.

Здесь, как и в каждой самосогласованной теории, читатель может встретиться с непривычной интерпретацией некоторых понятий и методов известных из литературы. Представляя способы управления, автор опирался на собственные работы в области создания систем управления рабочим процессом бензинового двигателя и не рассматривал других возможных способов; этого не позволяло ни время, ни рамки данной книги. Намерение автора состояло в том, чтобы решить ту или иную задачу выбранным способом. Использование иных решений тех же самых задач явится расширением рамок данной книги и обогатит теорию.

Книга адресована специалистам, работающим в области создания систем управления автомобильными двигателями и знакомыми с теорией ДВС.

## ВВЕДЕНИЕ

Вся история развития автомобильных бензиновых двигателей связана с попыткой решить две основные задачи: подать как можно больше воздуха в цилиндры двигателя и обеспечить его эффективное использование. Первым устройством, используемым в автомобилях для подачи топлива, был фитильный карбюратор. Он представлял собой емкость, заполненную пористым материалом, погруженным одним концом в легко испаряющийся бензин. Другой конец фитиля находился в потоке воздуха, поступающий в двигатель. Управление составом смеси осуществлялось путем разбавления воздуха, насыщенного парами бензина, чистым воздухом и осуществлялось водителем вручную. Следующим шагом в развитии систем подачи топлива стало использование в карбюраторах поплавковой камеры и топливных жиклеров, установленных в воздушном диффузоре. И хотя эти карбюраторы были достаточно простыми, к 1915 году они уже имели все атрибуты присущие современным карбюраторам. Естественно, что обеспечить требуемый состав смеси во всем диапазоне условий работы двигателя первые карбюраторы не могли. Развитие конструкции карбюраторов было, прежде всего, направлено на улучшение соответствия состава смеси, приготовляемой карбюратором, условиям работы двигателя, однако до конца решить эту задачу так и не удалось. Другим существ

венным недостатком карбюратора являлось то, что для образования топливовоздушной смеси использовалась энергия поступающего в двигатель воздуха, что приводило к уменьшению циклового наполнения и следовательно, к падению максимальной мощности двигателя.

Решение задачи улучшения соответствия состава смеси условиям работы двигателя и повышения наполнения конструкторы систем питания двигателей стали искать не в пути использования внешних источников энергии для распыления топлива и приготовления топливовоздушной смеси. Так появились механические системы впрыска, использующие для приготовления топливной смеси энергию давления топлива, создаваемую топливным насосом высокого давления. И хотя, в этом случае, удалось достичь значительного увеличения мощности двигателя за счет повышения циклового наполнения проблемы связанные с управлением количеством подаваемого топлива также не были решены.

В последние годы в конструкции автомобиля произошли значительные изменения связанные с повсеместным внедрением электроники в устройства управления двигателем и автомобилем в целом. Радикальное решение проблемы управления топливоподачей и зажиганием стало возможно благодаря применению электрически управляемых исполнительных устройств работающих под управлением микропроцессора. И если первые электронные системы управления подачей топлива и зажиганием были электрически управляемым аналогом карбюратора, вакуумного и центробежного регуляторов зажигания, то, в настоящее время они, по сути дела, являются системами управления рабочим процессом двигателя, осуществляющими управление подачей топлива, зажиганием, наполнением цилиндров, рециркуляцией отработавших газов и многими другими параметрами. Это стало возможным благодаря применению микропроцессоров позволяющих реализовать сложные алгоритмы управления, учитывающие большинство факторов, влияющих на рабочий процесс двигателя и осуществить управление ими. Замена механических устройств управления рабочим процессом двигателя электрически управляемыми устройствами не только повысила их надежность но и позволила реализовать управление рабочим процессом двигателя на цикловом уровне.

Тем не менее, для того чтобы полностью реализовать возможности, предоставляемые применением при управлении рабочим процессом двигателя современной электроники, необходимо рассматривать систему управления рабочим процессом двигателя как неотъемлемую часть системы управления автомобилем в целом. Только в этом случае возможно создать систему управления рабочим процессом двигателя, способную удовлетворить все требования, предъявляемые к современному автомобилю.

## **Глава 1**

### **АВТОМОБИЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ КАК ОБЪЕКТ УПРАВЛЕНИЯ**

#### **1.1 Условия работы автомобильного двигателя.**

Движение современного автомобиля протекает в сложной дорожной обстановке, в транспортных потоках, формируемых большим количеством случайных факторов, изменяющихся как в пространстве, так и во времени. Под воздействием этих факторов так же случайным образом, меняются скорость движения, ускорение и траектория движущихся автомобилей. Непрерывное и случайное изменение положения органа управления двигателем, осуществляемое водителем в этих условиях при управлении автомобилем, а также непрерывное изменение нагрузки на двигатель, формируемой трансмиссией автомобиля, обуславливают нестационарные условия работы автомобильного двигателя и являются наиболее характерными и наиболее важными отличиями автомобильной энергетической установки от энергетических установок других транспортных средств.

В процессе управления автомобилем водитель, воздействуя на органы управления автомобилем, стремится выдержать желаемую и постоянно изменяющуюся скорость движения, заставляя автомобиль изменять скорость и траекторию движения. Более того, водитель стремится обеспечить постоянную возможность, изменять скорость движения, управляя передаточным отношением трансмиссии автомобиля. Легко видеть, что не только управление траекторией, но и управление плавностью хода, требует изменения и обуславливает скорость автомобиля. В этих условиях принципиальное значение приобретает способность автомобиля изменять свою скорость под воздействием команд управления формируемых водителем. Очевидно, что управление скоростью движения автомобиля осуществляется путем изменения затрачиваемой на эти цели мощности, вырабатываемой или поглощаемой двигателем, а в случае если поглощаемой двигателем мощности недостаточно, то используется тормозная система автомобиля. Для нас существенно, что в конечном итоге, практически все свойства автомобиля, как транспортного средства, включая: управляемость, устойчивость, плавность хода, топливную экономичность, экологические показатели в решающей степени зависят от характеристик двигателя, его способности изменять свою мощность под воздействием команд управления. Наличие способности к изменению вырабатываемой или поглощаемой двигателем мощности, под воздействием команд водителя, следует признать важнейшим функциональным требованием к автомобильному двигателю.

Кроме этого, можно назвать и ряд других требований предъявляемых к автомобильному двигателю. Например, важной особенностью автомобильного двигателя является его способность работать в разных климатических условиях. Требования к пусковым характеристикам двигателя предъявляемые в широком диапазоне температур окружающей среды, в сочетании с требованием обеспечить приемлемую управляемость сразу после запуска, являются также весьма важными, однако, двигатель можно рассматривать как автомобильный только в том случае, если он допускает возможность эффективного управления своей мощностью. И, наконец, не следует забывать, что выполнение всех требований, предъявляемых к двигателю, должно быть осуществлено при соблюдении ограничений, налагаемых законодательными требованиями на ограничение выбросов токсичных компонентов с отработавшими газами, при сохранении удовлетворительных энергетических показателей работы автомобиля.

Из этого краткого анализа видно, что автомобильный двигатель работает в достаточно сложных условиях и требования, предъявляемые к нему, весьма противоречивы. Стремление выполнить все существующие требования и ограничения и обуславливает компромиссный характер принимаемых при создании системы управления рабочим процессом двигателя решений.

## 1.2 Роль двигателя в управление скоростью движения автомобиля.

Для того чтобы конкретизировать требования, предъявляемые к автомобильному двигателю и характеризующие его способность к управлению своей мощностью, в первую очередь необходимо рассмотреть вопрос о роли двигателя в процессе управления движением автомобиля. Водитель, используя информацию о текущей дорожной обстановке, определяет желаемую скорость движения. Сравнивая действительную и желаемую скорость, он непосредственно воздействует на органы управления двигателем, трансмиссией, с целью изменения текущей и достижения желаемой скорости движения. При этом, водителем учитывается реальная возможность изменения скорости связанна как с внешними факторами, так и определяемая потенциальными возможностями автомобиля. Реализация системой управления рабочим процессом двигателя команд водителя, приводит к изменению развиваемой двигателем мощности, что в свою очередь вызывает изменение скорости движения автомобиля. Однако в любом случае, требуемая скорость изменения мощности автомобильного двигателя будет определяться скоростью изменения управляющих команд.

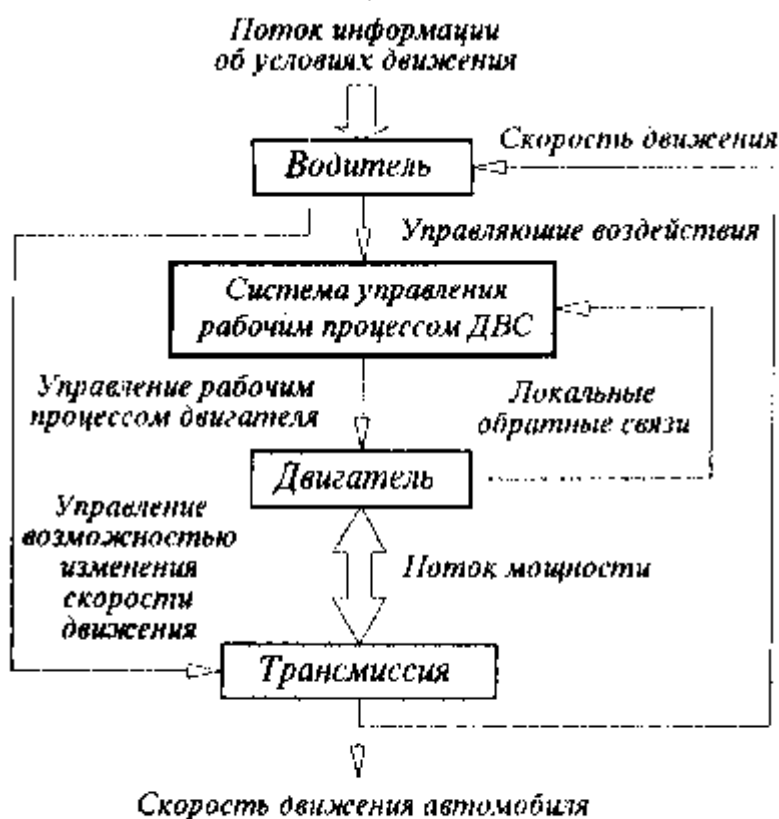


Рис. 1.2.1 Структура управления скоростью движения автомобиля

органы управления двигателем, водитель изменяет мощность двигателя, управляя тем самым, скоростью движения автомобиля. Следовательно, назначение автомобильного

Свойства двигателя, характеризующие его способность преобразовывать команды водителя в изменение скорости движения, будут детально рассмотрены в дальнейшем, а сейчас лишь перечислим наиболее общие из них. Во-первых, это характер протекания и диапазон изменения эффективной вырабатываемой или поглощаемой двигателем мощности и способность к изменению этой мощности, во вторых. Эти свойства являются определяющими при оценке пригодности того или иного двигателя к применению на автомобиле.

Реализация, посредством трансмиссии, вырабатываемой или поглощаемой двигателем мощности, приводит к изменению скорости движения автомобиля. Воздействуя на



двигателя заключается не только в преобразовании того или иного вида энергии в механическую энергию, но и в предоставлении возможности управлять этим преобразованием. Все это позволяет утверждать, что наряду с преобразованием химической энергии топлива в тепловую, тепловой в механическую, в виде тяговой или тормозной мощности, Двигатель, включая систему управления его рабочим процессом, является основным элементом, осуществляющим преобразование команд водителя (управляющих воздействий) в изменение скорости движения автомобиля. Необходимо еще раз подчеркнуть, что для современных автомобильных двигателей способность преобразовывать команды управления в изменение мощности двигателя, является важнейшей.

Говоря об управлении скоростью автомобиля в контексте вопросов связанных с управлением рабочим процессом двигателя, всегда следует иметь в виду точку зрения, с которой рассматривается этот вопрос. С точки зрения управления автомобилем, это, безусловно, управление скоростью движения автомобиля, но с точки зрения управления рабочим процессом двигателя, это управление его эффективной мощностью, так как именно управляя эффективной мощностью двигателя, водитель контролирует скорость движения автомобиля, хотя ни о какой мощности, циркулирующей в трансмиссии автомобиля, он не имеет прямой информации. Всегда следует иметь в виду, что, говоря об управлении скоростью автомобиля, мы имеем в виду управление скоростью посредством изменения эффективной мощности двигателя и наоборот, говоря об управлении мощностью двигателя, мы подразумеваем контроль величины этой мощности посредством анализа информации или о скорости движения автомобиля, или непосредственно о частоте вращения коленчатого вала двигателя, в случае его работы на холостом ходу.

### **1.3 Структура системы управления рабочим процессом бензинового двигателя**

Вычленение элементов двигателя, реализующих функции преобразования химической энергии топлива в механическую работу и элементов осуществляющих управление этим процессом, приводит к необходимости введения нового понятия охватывающего весь комплекс устройств осуществляющих управление преобразованием энергии в двигателе. Совокупностью этих устройств является система управления рабочим процессом двигателя. В свою очередь, систему управления рабочим процессом двигателя можно разделить на несколько элементов, а именно: устройства сбора информации, устройства переработки информации и исполнительные устройства. Эти элементы системы управления связаны между собой каналами передачи информации, которые также являются элементами системы. Необходимо подчеркнуть, что при анализе отдельных элементов системы управления рабочим процессом двигателя нас интересуют только функциональные свойства элементов, то есть те, которые определяют их взаимодействие с другими элементами и оказывают влияние на характер поведения системы управления в целом. Внутренняя структура элементов не является предметом данного исследования.

Рассмотрим типичную структуру системы управления рабочим процессом двигателя показанную на *Рис. 1.3.1* и начнем с устройств формирующих информацию о состоянии двигателя и командах управления. Характер значимость, для процесса управления, поступающей от датчиков информации различны, что позволяет разделить источники информации на группы, по критерию их важности для процесса управления.

В наиболее важную, с точки зрения организации управления группу входят датчики угловой синхронизации. К этим датчикам относятся: датчик углового положения коленчатого вала (ДПКВ), датчик положения распределительного вала (ДПРВ) и в некоторых системах управления, датчик начального положения коленчатого вала (ДНПКВ). Особая роль этих датчиков определяется тем, что все процессы управления

рабочим процессом поршневого двигателя внутреннего сгорания, в той или иной мере заданы цикличностью работы его кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов, состояние которых определяется угловым положением коленчатого и распределительного валов двигателя. Практически все современные системы управления рабочим процессом двигателя используют, для определения углового положения кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов, два датчика синхронизации: датчик углового положения коленчатого вала и датчик положения распределительного вала. В этом случае, в качестве репера, взаимодействующего с датчиком углового положения коленчатого вала, применяют предназначенный для этой цели диск синхронизации, выполненный в виде зубчатого диска из магнитомягкого материала и установленный на коленчатом валу двигателя. В настоящее время стало общепринятым решение применение диска синхронизации с 58 зубьями (так называемый «диск синхронизации 60-2», в котором, из 60 равномерно расположенных зубьев, два удалены. Два удаленных зуба используются в качестве репера для определения начального положения коленчатого



Рис. 1.3.1 Структура системы управления рабочим процессом автомобильного двигателя

вала двигателя. Как правило, взаимное угловое положение удаленных зубьев и датчика углового положения коленчатого вала выбирается таким образом, что обеспечить минимальное ускорение при максимальной угловой скорости коленчатого вала в момент взаимодействия участка диска синхронизации с удаленными зубьями с датчиком синхронизации. В том случае, когда для определения углового положения коленчатого вала, в качестве репера применяют венец маховика двигателя, для определения начального положения коленчатого вала применяют датчик начального положения коленчатого вала. Этот датчик формирует один импульс за оборот коленчатого вала и имеет свой отдельно установленный репер.

В качестве датчика углового и датчика начального положения коленчатого вала нашли повсеместное применение индукционные датчики, представляющие собой магнитный сердечник с расположенной вокруг него обмоткой. Электрический импульс в обмотке датчика формируется в момент изменения магнитного потока, пересекающего обмотку датчика, в результате взаимодействия магнитного поля датчика с магнитным

материалом диска синхронизации. Естественно, что требования к материалу диска синхронизации, с точки зрения его магнитных свойств, достаточно высоки, так как наличие остаточной намагниченности диска может привести к значительному искажению сигнала датчика. Существенным недостатком индукционного датчика является то, что для получения сигнала достаточной амплитуды необходимо обеспечить высокую скорость изменения магнитного потока, пересекающего обмотку датчика. Скорость изменения магнитного потока зависит от угловой скорости коленчатого вала двигателя, (обеспечить минимально необходимую величину которой, в некоторых случаях, например при холодном пуске двигателя, иногда затруднительно).

Для реализации по циклового управления рабочим процессом двигателя необходимо иметь информацию не только об угловом положении коленчатого вала, но и информацию об угловом положении механизма газораспределения. Эту информацию формирует датчик положения распределительного вала. Поскольку, для организации циклового управления рабочим процессом двигателя, необходимо наличие информации о связи текущего такта работы любого из цилиндров двигателя с текущим положением коленчатого вала, достаточно, что бы датчик положения распределительного вала нес информацию об этом. Для этого необходимо установить на распределительный вал репер, позволяющий формировать один импульс сигнала датчика в течение одного поворота распределительного вала. Так как угловая скорость распределительного вала в 2 раза ниже угловой скорости коленчатого вала, а в большинстве двигателей поместить репер большого радиуса на распределительном валу затруднительно, то для формирования сигнала датчиком углового положения распределительного вала необходимо применять датчик статического типа. Для этих целей нашел применение датчик на эффекте Холла. Принцип действия этого датчика основан на изменении направления движения носителей заряда в полупроводнике при изменении пересекающего его магнитного поля. Магнитное поле создается постоянным магнитом, расположенным в датчике и изменяется при замыкании магнитного зазора датчика репером из магнитомягкого материала, закрепленным на распределительном валу двигателя. Поскольку величина магнитного потока через чувствительный элемент датчика определяется взаимным положением магнитной системы датчика и репера, то величина сигнала не зависит от угловой скорости последнего, что позволяет иметь информацию о положении распределительного вала и реализовывать поцикловое управление рабочим процессом двигателя даже на режиме ПУСК.

Датчики, формирующие для системы управления рабочим процессом двигателя (формацию, характеризующую текущие требования к системе управления, входят в группу датчиков управляющих воздействий. В рассматриваемых нами системах управление педалью акселератора соединена жесткой кинематической связью с дроссельной заслонкой двигателя. Это позволяет устанавливать датчик, характеризующий управляющее воздействие на педаль акселератора, непосредственно на дроссельном узле двигателя, кинематически соединяя его с осью дроссельной заслонки. Поэтому, основным датчиком этой группы является датчик положения дроссельной заслонки (ДПДЗ), задача которого, является формирование информации о величине управляющего воздействия со стороны водителя. В качестве датчика положения дроссельной заслонки применяется потенциометр, представляющий собой делитель опорного напряжения, поступающего из блока управления системы управления. В группу датчиков управляющих воздействий входят и другие датчики, информация от которых носит вспомогательный характер и сообщает системе управления рабочим процессом о необходимости выполнить те или иные действия или изменить критерии управления. Номенклатура этих датчиков определяется конкретной структурой системы управления рабочим процессом двигателя и может значительно различаться. В качестве примера можно привести датчик запроса включения кондиционера, сообщающий системе управления о необходимости заранее

изменить положение режимной точки, что необходимо для компенсации затрат энергии на привод кондиционера и после чего, осуществить его включение. Как правило, датчики, формирующие такого рода информацию, представляют собой контакт с массой или с напряжением бортовой сети автомобиля.

Следующую важную группу составляют датчики, позволяющие определить величину циклового наполнения двигателя. Сюда входят два датчика: *датчик массового расхода воздуха (ДМРВ)*, устанавливаемый перед дроссельной заслонкой и непосредственно измеряющий величину массового расхода воздуха проходящего через датчик, *датчик абсолютного давления (Рабе)*, регистрирующий давление во впускной системе двигателя. Подробно эти датчики будут рассмотрены ниже.

Сигналы датчиков температуры характеризуют температурное состояние двигателя. В системах управления рабочим процессом нашли широкое применение *датчик температуры охлаждающей жидкости (ДТохл)*, устанавливаемый в системе охлаждения двигателя и датчик температуры воздуха (*ДТВ*), монтируемый во впускную систему. Применяются два типа полупроводниковых датчиков, отличающихся характеристикой температурной зависимости выходного сигнала датчика от температуры. Это датчик с линейной зависимостью сигнала датчика от температуры, эквивалентная схема которых представляет собой полупроводниковый стабилитрон, напряжение стабилизации которого является линейной функцией температуры и датчики с нелинейной зависимостью, использующие в качестве чувствительного элемента терморезистор с высоким значением ТКС.

Одним из путей улучшения качества управления вообще и рабочим процессом двигателя в частности, является использование обратной связи, а это в ряде случаев требует применения дополнительных датчиков. В качестве типичных представителей датчиков этой группы, применение которых в современных системах управления являются нормой, можно назвать *датчик детонации (ДД)* и  *$\lambda$ -зонд*. Датчик детонации, применяемый в настоящее время, является широкополосным кварцевым акселерометром, обычно устанавливаемым на поверхность блока цилиндров двигателя и позволяющим регистрировать ускорение привалочной плоскости в месте установки датчика. Информацию о составе отработавших газов, характеризующих состав смеси поступающей в цилиндры двигателя, формирует датчик называемый  *$\lambda$ -зондом*. В качестве  *$\lambda$ -зонда* ниже будет рассмотрен датчик с чувствительным элементом из двуокиси циркония, хотя применяются и другие типы датчиков.

В связи с законодательным введением требований к бортовой диагностике состояния устройств обеспечивающих снижение токсичности выбросов автомобиля существенно увеличилась номенклатура датчиков, применяемых в системах управления рабочим процессом двигателя. Некоторые из этих датчиков используются в качестве датчиков обратной связи, например *датчик положения клапана рециркуляции отработавших газов*, другие, в частности *датчик давления в топливном баке*, используемый для контроля агрегатов автомобиля. Принципиально эти датчики ни чем не отличаются от ранее применявшихся датчиков и, поэтому мы не будем их рассматривать подробно.

Еще одну группу датчиков составляют датчики подключенных нагрузок. Их номенклатура сильно зависит от комплектации системы управления рабочим процессом причем, чем сложнее система управления, тем их больше. Примером датчика этой группы является *датчик давления в гидроусилителе рулевого управления*. Его назначение заключается в информировании системы управления рабочим процессом о подключенной к двигателю нагрузке, в том случае, когда управление этим подключением со стороны системы управления рабочим процессом двигателя, невозможно.

И, наконец, необходимо упомянуть датчики, характеризующие состояния трансмиссии автомобиля. Это, прежде всего, *датчик скорости автомобиля (ДСА)*, формирующий последовательность импульсов пропорционально пройденному

автомобилем пути. В качестве датчика скорости автомобиля нашел применение датчик на эффект Холла, аналогичный датчику положения распределительного вала. Как правило, датчик скорости автомобиля устанавливается на вторичный вал коробки передач, поэтому сигнал этого датчика не зависит от включенной передачи. К группе датчиков состояния трансмиссии следует отнести и *датчик состояния коробки передач* применяемый при установке на автомобиле автоматической коробки передач.

Наиболее важным элементом системы управления рабочим процессом двигателя является *устройство управления*, называемое иначе *блок управления*. Датчики системы управления рабочим процессом осуществляют преобразование физических величин, характеризующих состояние двигателя и автомобиля в электрические сигналы, которые по линиям связи поступают в блок управления. Согласование электрических сигналов датчиков, с электрическими характеристиками входных портов микроконтроллера осуществляют входные цепи блока управления, в задачу которых входит и защита портов микроконтроллера блока управления от перегрузки. В качестве устройства, осуществляющего выполнение заданного алгоритма управления, применяются микроконтроллеры различных типов и вычислительной мощности. Современные микроконтроллеры включают в себя широкий набор периферийных устройств, позволяющий обрабатывать все виды сигналов, поступающих от датчиков и управлять различными типами исполнительных устройств. Анализ существующих конструкций блоков управления и перспектив их развития позволяют сделать вывод о типичных характеристиках используемых в системах управления рабочим процессом двигателя микроконтроллеров. Можно утверждать, что для выполнения автомобилем показателей, предусмотренных нормами EURO II, достаточно вычислительной мощности современных восьмиразрядных микроконтроллеров и только для блоков управления, предназначенных для выполнения требований EURO III и OBD-II, необходимо увеличения вычислительной мощности применяемого микроконтроллера, что достигается, как правило, применением их шестнадцатиразрядных версий. Однако в конечном итоге, решающее влияние на выбор того или иного микроконтроллера, используемого в блоке управления, оказывают ценовые факторы и конъюнктура рынка микроконтроллеров.

Реализация формируемых микроконтроллером команд управления электрически управляемыми исполнительными устройствами, требует наличия в блоке управления полупроводниковых ключей, позволяющих коммутировать значительную мощность. В качестве таких ключей, в настоящее время, применяются микросхемы не только позволяющие коммутировать значительные токи, но и обладающие рядом дополнительных функций, включая диагностику цепей исполнительных устройств, защиту от перегрузки изменения полярности напряжения питания и так далее.

Третьим компонентом, составляющим систему управления рабочим процессом двигателя, являются исполнительные устройства, реализующие функции управления на физическом уровне. В современных системах управления рабочим процессом нашли применение несколько типов исполнительных устройств: устройства с дискретным изменением управляемого физического параметра, устройства с аналоговым изменением управляемого параметра и комбинированные устройства.

Рассмотрение исполнительных устройств начнем с устройств системы зажигания. Подавляющее большинство систем управления рабочим процессом двигателя используют системы зажигания с индуктивным накоплением энергии, практически ничем не отличающиеся от классических систем зажигания. Коммутация катушек зажигания осуществляется полупроводниковыми ключами, управляемыми непосредственно микропроцессором, в функции которого входит и управление накоплением энергии в катушках зажигания. Существуют тенденция к применению двухвыводных или



индивидуальных катушек зажигания, причем, выбор той или иной конфигурации системы зажигания зависит в основном от конструкции двигателя, так как современные системы управления рабочим процессом позволяют управлять любыми их типами.

Для управления подачей топлива во впускную систему двигателя используют *электромагнитные топливные форсунки*, работающие как при постоянном, так и при переменном перепаде давления топлива на форсунке. Давление топлива создается электрическим топливным насосом и стабилизируется редукционным клапаном. При работе форсунки при постоянном перепаде давления, в качестве обратной связи используется давление во впускной системе двигателя, управляющее редукционным клапаном. Последнее время появилась тенденция к применению топливных насосов погружного типа, объединенных с регулятором давления топлива. В этом случае на форсунку подается топливо под давлением, стабилизированным относительно атмосферного давления, а изменение производительности форсунки, связанное с изменением перепада давления топлива на ней при изменении давления во впускной системе двигателя, компенсируется при вычислении цикловой подачи топлива. Поскольку, минимальная длительность электрического импульса, подаваемого на форсунку, может достигать нескольких миллисекунд, особые требования предъявляются к выходному каскаду блока управления, который должен обеспечивать размагничивание магнитной системы форсунок. Форсунки могут отличаться как производительностью, так и характеристиками топливного факела, требования к которому определяются конкретной конструкцией двигателя.

Управление цикловым наполнением представляет собой одну из важных функций реализуемых системой управления рабочим процессом двигателя. Существует два типа исполнительных устройств, позволяющих управлять цикловым наполнением двигателя. В первом случае, исполнительное устройство, называемое *регулятором дополнительного воздуха (РДВ)*, устанавливается параллельно дроссельной заслонке, кинематически связанной с педалью акселератора и используется, в основном, для управления цикловым наполнением при закрытой дроссельной заслонке. В качестве привода регулятора дополнительного воздуха нашли применение два типа электромеханических устройств: шаговый электродвигатель и моментный электродвигатель с вращающимся или поступательно движущимся якорем. Собственно управление расходом воздуха осуществляется либо цилиндрическим золотником, либо игольчатым клапаном. Вторым типом исполнительного устройства, управляющего цикловым наполнением двигателя, является электрически управляемая дроссельная заслонка, обычно приводимая в движение коллекторным электродвигателем и снабженная, в качестве датчика обратной связи, датчиком положения дроссельной заслонки. В этом случае, механическая связь между педалью акселератора и дроссельной заслонкой отсутствует.

Управление рециркуляцией отработавших газов реализуется при помощи *клапана рециркуляции отработавших газов*, контролирующего количество отработавших газов поступающих во впускную систему двигателя через один или несколько жиклеров или жиклер переменного сечения. В последнем случае, для получения информации о действительном проходном сечении жиклера клапана рециркуляции, используется потенциометрический датчик обратной связи. Управление изменением сечения клапана рециркуляции, с дискретным изменением сечения, осуществляется либо электрически управляемым пневмоприводом, либо непосредственно от электромагнита, а для управления клапаном с изменяемым сечением, используется привод от моментного электродвигателя.

В систему улавливания испарений входит несколько устройств. Основным, из них является *клапан продувки адсорбера*, предназначенный для управления расходом воздуха через адсорбер при очистке адсорбера. Клапан продувки адсорбера представляет собой

электромагнитный клапан, работающий в импульсном режиме и осуществляющий, счет изменения скважности управляющего сигнала, управление средним расходом воздуха, проходящим через него. В системах улавливания испарений нашли применение другие исполнительные устройства, позволяющие проверить герметичность топливной системы, такие как различные клапаны и электронасосы.

Завершая перечисление устройств, которыми управляет блок управления, следует отметить, что существуют еще две группы устройств или их элементов, требующие управления. Сюда входят некоторые датчики, и собственно сама система управления. Ограничимся лишь двумя примерами. В качестве датчика, требующего управления, можно назвать нитевой датчик массового расхода воздуха, для приведения которого в исходное состояние необходима периодическая очистка нити путем ее разогрева до температуры, при которой происходит выгорание попавших на нее загрязнений. В качестве примера управления самой системой управления, можно привести функцию отключения питания, реализуемую путем управления электромагнитным реле, коммутирующим напряжение, подаваемое на блок управления, датчики и исполнительные устройства.

И, наконец, четвертым компонентом системы управления рабочим процессом двигателя является жгут проводов, электрически и информационно объединяющий все компоненты системы в единое целое. К жгуту проводов предъявляются достаточно специфические требования, основными из которых является требование обеспечения надежности электрических соединений и требования, связанные с электромагнитной совместимостью элементов системы управления.

Естественно, перечисленным перечнем датчиков и исполнительных устройств не ограничивается все возможные варианты комплектации систем управления рабочим процессом двигателя. Выбор тех или иных датчиков и исполнительных устройств диктуется как требованиями, предъявляемыми со стороны двигателя и автомобиля так и их стоимостью и возможностью применения. Однако в настоящее время сформировался определенный набор датчиков и исполнительных устройств системы управления рабочим процессом двигателя, зависящий от экологических требований предъявляемых к автомобилю, который и будет учитываться в дальнейшем, при анализе алгоритмов работы систем управления.

#### **1.4. Управляющие параметры**

Управление вообще и управление рабочим процессом двигателя, в частности, является процессом переработки информации. Информация, поступающая от датчиков и (исполнительных устройств системы управления рабочим процессом двигателя, различается как по своим характеристикам, так и по своей значимости для реализации процесса управления. В этих условиях становится особенно важным выделить из всего потока информации, циркулирующей в системе управления, наиболее существенную, и на основании этого оптимизировать параметры системы управления рабочим процессом двигателя.

Попытаемся сгруппировать информацию, используемую в современных системах управления рабочим процессом бензинового двигателя, используя в качестве классификационного признака функции процесса управления, определяемые данной информацией. Прежде всего, выделим информацию, характеризующую величину управляющего воздействия со стороны водителя. В эту группу входит информация об угловом положении дроссельной заслонки и величине циклового наполнения двигателя. Наиболее многочисленная группа объединяет информацию, характеризующую условия протекания рабочего процесса, включая их временные и температурные характеристики. Следующая группа объединяет информацию о внешних показателях рабочего цикла, которая может быть использована для коррекции возникающих в процессе управления погрешностей. Особое значение, при реализации управления, имеет информация об

угловом положении коленчатого вала и механизма газораспределения двигателя. И наконец, информация, поступающая от исполнительных устройств и используемая для их диагностики. В последнюю группу можно также включить информацию о характеристиках датчиков и исполнительных устройств, формируемую на стадии адаптации системы управления рабочим процессом двигателя. Важность различной информация процесса управления не одинакова, и, хотя нет никаких четких критериев, позволяющих ее ранжировать по степени значимости, все же, представляется возможным выделить наиболее значимую. Для этого необходимо проанализировать связь поступающей в систему управления рабочим процессом двигателя информации с управляемыми параметрами рабочего цикла.

Рассмотрим автомобильный бензиновый двигатель как объект управления, и попытаемся выделить из всей совокупности его управляемых параметров главные, определяющие способность двигателя выполнять свою основную функцию. Воспользуемся определением роли двигателя, как элемента осуществляющего управляемое преобразование химической энергии топлива в эффективную мощность для того, чтобы выделить в качестве критерия, определяющего значимость того или иного управляемого параметра, степень его влияния на развиваемую двигателем мощность. Мощность двигателя определяется, в первую очередь, количеством топлива, химическую энергию которого удастся преобразовать в механическую работу, а это, в свою очередь, требует определенного количества воздуха для его сгорания. С другой точки зрения, количество воздуха, поступившего в цилиндр двигателя в рабочем цикле, определяет количество топлива, которое может быть эффективно использовано. Поэтому, любой из этих двух параметров может быть выбран в качестве управляемого параметра, определяющего потенциальные показатели рабочего цикла. Однако, учитывая способы реализации управляющего воздействия, характеризующиеся тем, что в рассматриваемых системах управления педаль акселератора кинематически связана с дроссельной заслонкой двигателя и управляется водителем непосредственно, предпочтение следует отдать цикловому наполнению двигателя. Приведенные соображения заставляют принять в качестве параметра, определяющего потенциальные показатели рабочего цикла и влияющего выбор остальных управляемых параметров, величину циклового наполнения двигателя том случае, когда существует возможность управлять цикловым наполнением независимо от положения педали акселератора. Роль параметра, характеризующего потенциальные показатели рабочего цикла, может выполнять величина цикловой подачи топлива и некоторые специфические вопросы, связанные с этим будут затрагиваться дальнейшем.

В любом из рассмотренных случаев условия протекания рабочего цикла двигателя, прежде всего, зависят от его продолжительности. Поэтому, в качестве параметра определяющего условия протекания рабочего цикла и следовательно, требуемые регулировки рабочего процесса, целесообразно принять обратную ему величину - частоту вращения коленчатого вала двигателя. Это действительно справедливо, поскольку все значения регулировок двигателя непосредственно зависят от времени имеющегося для реализации рабочего цикла.

Итак, используя выводы, полученные путем анализа основной функции автомобильного двигателя, удастся выделить из всей совокупности управляемых параметров главные, определяющие возможный характер протекания рабочего цикла. Этими параметрами являются *величина циклового наполнения и время рабочего цикла двигателя*. Перейдя от рассмотрения двигателя с системой управления в целом, к системе управления его рабочим процессом и в частности, к той ее части, которая формирует регулировку рабочего процесса, можно утверждать, что величина циклового наполнения и время рабочего цикла двигателя определяют потенциальный характер протекания рабочего цикла и следовательно, могут быть названы *первичными управляющими параметрами*. При этом, говоря о потенциальном характере протекания рабочего



процесса, имея виду, что первичные управляющие параметры определяют границы, в пределах, которых могут быть реализованы те или иные регулировки рабочего процесса двигателя. Следовательно, первичные управляющие параметры являются базой, вокруг которой группируются остальные управляемые параметры рабочего процесса двигателя используемые в процессе управления.

### **1.5 Интерпретация управляющего воздействия. Цикловое наполнение. Цикловая подача топлива. Мощность.**

Еще раз подчеркнем, что способность двигателя преобразовывать команды водителя в изменение скорости движения автомобиля, является важнейшим свойством двигателя. В связи с этим возникают вопросы о характере управляющего воздействия на двигатель со стороны водителя, способах его интерпретации и задачах системы управления рабочим процессом двигателя. Рассмотрим наиболее широко распространенный случай, когда водитель, управляя положением педали акселератора, кинематически связанной с дроссельной заслонкой, изменяет величину циклового наполнения двигателя. Установка датчика управляющего воздействия на дроссельной заслонке, при наличии кинематической связи между дроссельной заслонкой и педалью акселератора, более предпочтительна, поскольку позволяет, точнее, связать величину управляющего воздействия с реальным расходом воздуха через дроссельную заслонку. В этом случае информация о величине управляющего воздействия может поступать в систему управления рабочим процессом двумя путями - непосредственно, от датчика положения дроссельной заслонки, и опосредствовано, через информацию о цикловом наполнении двигателя. Задача системы управления рабочим процессом двигателя заключается в изменении первичных управляющих параметров: циклового наполнения и времени рабочего цикла и реализации регулировок рабочего процесса, отвечающих текущим условиям работы двигателя и критериям управления, формируемым на основании анализа величины управляющего воздействия.

Поясним сказанное на примере. Как правило, в условиях, когда управление мощностью двигателя возможно путем изменения количества рабочей смеси поступающей в цилиндры двигателя, система управления рабочим процессом должна реализовывать регулировки, обеспечивающие максимальную эффективность протекания рабочего процесса, естественно с учетом существующих ограничений. По мере открытия дроссельной заслонки, исчерпываются возможности количественного управления и дальнейшее увеличение мощности двигателя возможно лишь при переходе на качественное управление. Это требует смены критериев управления. Таким образом, в данном случае система управления рабочим процессом должна воспринимать управляющее воздействие в двух формах. С одной стороны, это величина циклового наполнения двигателя, а с другой это текущие критерии управления. Основным и существенным недостатком такой схемы является то, что при реализации управляющего воздействия происходит непосредственное, минуя систему управления рабочим процессом, изменение одного из параметров рабочего процесса двигателя - циклового наполнения, являющегося, в тоже время, первичным управляющим параметром для системы управления рабочим процессом двигателя. Значения остальных управляемых параметров рабочего процесса формируется системой управления лишь только после измерения и анализа этого первичного управляющего параметра, т. е. *последовательно*. Все это неизбежно приводит к возникновению погрешностей в реализации цикловых регулировок двигателя вызванных возникающими задержками между обработкой информации и ее реализацией. Ниже будет показано, что этот недостаток носит принципиальный характер и связан с цикличностью работы поршневого двигателя.

Возможна и другая интерпретация управляющего воздействия, в частности как величины подачи топлива. Здесь существуют два варианта: управляющее воздействие как величина цикловой подачи топлива или как величина часового расхода топлива. С точки

зрения показателей двигателя эти варианты отличаются характером протекания частичных скоростных характеристик. Величина часового расхода топлива определяет| учетом текущего к.п.д., величину мощности, развиваемую двигателем. Таким образом управляя часовым расходом топлива, мы фактически непосредственно управляем мощностью двигателя. Причем, в этом случае, в пределах внешней характеристики возможна реализация частичных скоростных характеристик двигателя постоянной мощности. В обоих вариантах, для реализации управления, необходимо иметь устройство, регулирующее величину циклового наполнения двигателя под управлением системы управления рабочим процессом двигателя, то есть электрически управляемую дроссельную заслонку. В этом случае отсутствует непосредственное воздействие со стороны водителя на параметры рабочего процесса, в частности цикловое наполнение, а управляющее воздействие воспринимается только системой управления рабочим процессом двигателя. Безусловно, введение в систему управления дополнительного электромеханического устройства удорожает систему управления рабочим процессом двигателя, но и позволяет устранить главный недостаток традиционной схемы. Возможность непосредственно управлять всеми параметрами рабочего процесса *параллельно*, позволяет избежать недостатков присущих схеме с последовательным управлением и значительно повысить качество управления рабочим процессом на цикловом уровне.

Несмотря на отмеченные недостатки, наибольшее распространение получила первая схема системы управления рабочим процессом, в которой водитель непосредственно управляет положением дроссельной заслонки. Это объясняется возможностью в простых технических решений, с одной стороны и достаточностью этих решений выполнения существующих экологических требований, с другой. Дальнейшее улучшение качественных показателей работы автомобиля потребует перехода к более сложным структурам систем управления, однако в данной работе мы остановимся наиболее широко распространенной схеме, имея в виду, что более сложные схемы являются дальнейшим развитием последней.

### **1.6. Критерии быстродействия системы управления рабочим процессом.**

При создании систем управления рабочим процессом двигателя, одним из ключевых вопросов является вопрос о быстродействии системы управления, а поскольку в нашем случае, сам рабочий процесс двигателя имеет циклический характер, речь должна идти о длительности циклов управления реализуемых на фоне рабочих циклов. Чрезмерное увеличение длительности циклов управления неизбежно приводит к снижению качества управления. Это объясняется следующими причинами. Во первых, управляющие команды, выдаваемые через большой промежуток времени после получения порождающей их информации, строго говоря, уже не соответствуют изменившемуся состоянию двигателя. Если для снижения эффекта старения информации применяется прогнозирование состояния системы, то есть экстраполяция, большая длительность цикла управления приводит к накоплению значительных ошибок экстраполяции. Во вторых, при большой длительности цикла управления снижается частота выдачи управляющих команд управляемым элементам системы, что затрудняет согласование работы управляющего устройства и динамических свойств управляемых объектов и элементов.

Вместе с тем, чрезмерное уменьшение длительности циклов управления также вызывает отрицательное воздействие на качество управления. Очевидно, что уменьшение длительности циклов управления повышает требования к качеству осведомительной информации, быстродействию управляющих устройств. Действительно, если полнота точность осведомительной информации недостаточны, при малой длительности цикла управления не успевает накопиться необходимое количество сведений о состоянии двигателя и внешней среды, это может отрицательно сказаться на точности выработки управляющей информации. И что более важно, когда длительность циклов управления

мала, управляющее устройство, если оно не имеет очень высокого быстродействия, должно реализовывать упрощенные алгоритмы управления.

Очевидно, что достаточная полнота и точность осведомительной информации является необходимыми условиями высокого качества управления, однако чрезмерное увеличение полноты, точности или частоты получения информации сверх минимального объема, вытекающего из требований качества управления, как правило, создает перегрузку средств передачи, хранения и обработки информации, что приводит к неоправданным дополнительным затратам ресурсов.

Автомобильный поршневой двигатель внутреннего сгорания представляет собой, с точки зрения организации управления, уникальный по своим свойствам объект. С одной стороны, это устройство циклического действия, которое своим принципом действия задает требования к собственной системе управления рабочим процессом. С другой, это управляемый объект, который работает при постоянно изменяющихся и в значительной мере недетерминированных условиях, нагрузке и управляющих воздействиях. Без понимания этих особенностей работы автомобильного двигателя невозможно сформулировать требования, предъявляемые к его системе управления. В целом, поршневой автомобильный двигатель можно представить как объект, на вход которого поступает аналоговая управляющая информация - управляющее воздействие со стороны водителя, возмущающие воздействия со стороны трансмиссии и агрегатов и так далее, а выходом которого является импульсы индикаторной мощности, то есть как объект с внутренней дискретизацией в котором цикличность функционирования является органическим свойством. Отсюда понятно, что, рассматривая вопрос о характере организации управления рабочим процессом поршневого двигателя, следует рассмотреть этот вопрос с двух точек зрения. С точки зрения характеристик управляющих воздействий и сигналов, и с точки зрения внутренних свойств двигателя, как объекта *циклического* действия. Последнее обстоятельство говорит о том, что информация, используемая для управления рабочим процессом, необходима и должна быть получена в строго определенные моменты времени, жестко связанные с состоянием двигателя. Это легко пояснить на примере. Действительно, информация о величине длительности открытия форсунки должна быть получена к моменту открытия форсунки или информация о величине угла опережения зажигания необходима к моменту начала накопления энергии в катушке зажигания и так далее. В другие моменты времени, формирование информации такого рода не имеет смысла, поскольку необходимость в ней отсутствует. Следовательно, процесс подготовки информации, и ее реализации в текущем рабочем цикле двигателя, должен быть синхронизирован с состоянием двигателя. Однако, сам процесс ее получения, связанный с обработкой аналоговых сигналов может иметь другой характер, поскольку методы получения требуемой информации путем обработки этих сигналов определяется характеристиками последних.

Для того чтобы получить ответ на вопрос о необходимом быстродействии системы управления рабочим процессом двигателя, необходимо исходить из *максимально допустимой динамической погрешности в реализации регулировок двигателя*. Эта погрешность будет определяться, прежде всего, скоростью изменения положения *режимной точки* характеризуемой величиной первичных управляющих параметров, а именно, величиной циклового наполнения и временем рабочего цикла или мгновенной частотой вращения коленчатого вала двигателя. В дальнейшем, в качестве параметра характеризующего время рабочего цикла, будем использовать значение частоты вращения коленчатого вала, как более привычное и удобное. Естественно, возможны два направления изменения положения режимной точки: по частоте вращения коленчатого вала двигателя и по цикловому наполнению, а также любое сочетание между ними. При этом, куда бы режимная точка не перемещалась, система управления рабочим процессом должна обеспечить регулировки двигателя, соответствующие текущему положению режимной точки и значению управляющих параметров.

Для оценки требуемого быстродействия системы управления рабочим процессом двигателя рассмотрим условия, при которых скорость изменения положения режимной точки максимальна, а именно, открытие дроссельной заслонки при работе двигателя на холостом ходу, когда приведенный к двигателю момент инерции движущихся масс автомобиля отсутствует.

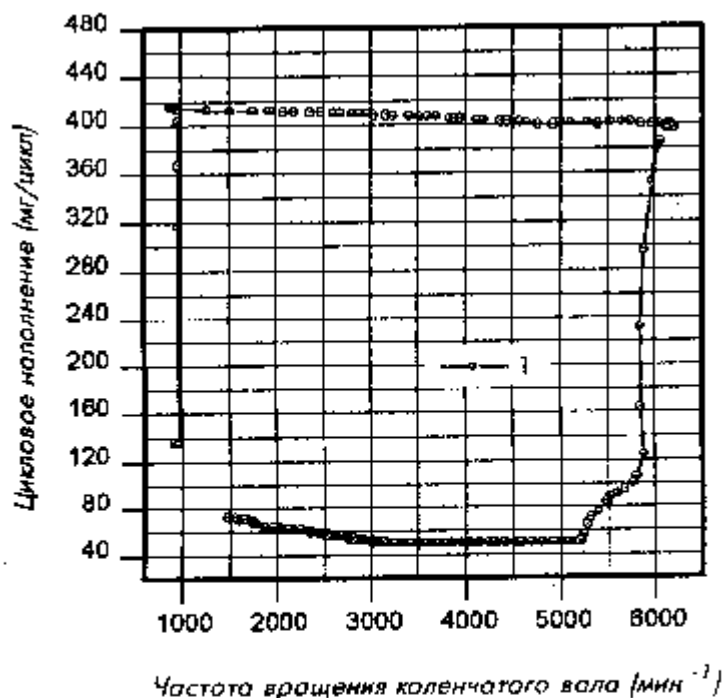


Рис 1.6.1 Изменение положения режимной точки при открытии и закрытии дроссельной заслонки двигателя на холостом ходу, частота выборки 20 мсек.

На рисунке (Рис.1.6.1) представлена запись процесса изменения положения режимной точки при открытии дроссельной заслонки двигателя на холостом ходу, сделанная с частотой выборки 20 мсек. Из записи процесса видно, что изменение положения режимной точки по цикловому наполнению при его изменении от величины соответствующей цикловому наполнению на холостом ходу, до величины соответствующей цикловому наполнению на внешней характеристике происходит за время соизмеримое со временем рабочего цикла двигателя (время рабочего цикла при частоте вращения коленчатого вала 900 об/мин составляет около 130 мсек., а время открытия дроссельной заслонки около 100 мсек). То есть, друг за другом

следуют рабочие циклы условия, и регулировки которого соответствуют холостому ходу и внешней характеристике двигателя соответственно, причем, частота вращения коленчатого вала двигателя, при этом, практически не изменяется. Это естественно, поскольку изменение частоты вращения коленчатого вала произойдет только как следствие изменения импульса индикаторной мощности двигателя в ответ на изменения положения режимной точки. Следовательно, изменение положения режимной точки по частоте вращения коленчатого вала может произойти и как следствие изменения положения режимной точки по цикловому наполнению или в результате изменения нагрузки на двигатель. Можно показать, что *скорость изменения регулировок двигателя*, как в реальном времени, так и относительно частоты рабочих циклов, существенно ниже, при изменении положения режимной точки по частоте вращения коленчатого вала двигателя по сравнению с изменением положения режимной точки по цикловому наполнению. Отсюда следует важный вывод о том, что требуемое быстродействие системы управления рабочим процессом можно определить, исходя условий *обеспечения заданной погрешности реализации регулировок* двигателя при максимальной скорости изменения положения режимной точки по цикловому наполнению. Тем самым, будет обеспечено быстродействие достаточное во всех случаях.

Итак, попытаемся оценить требуемое быстродействие системы управления рабочим процессом двигателя, используя для этого тот факт, что величина циклового наполнения  $G_{вц}$  определяется величиной абсолютного давления во впускной системе  $P_{авс}$  причем, что важно, эта зависимость практически линейна, а следовательно, анализируя спектральные характеристики сигнала датчика абсолютного давления можно сделать



выводы о спектральных характеристиках величины циклового наполнения. Рассмотрим разность между максимальными значениями спектральной плотности колебаний сигнала датчика абсолютного давления во впускной системе при открытой дроссельной заслонке и при ее открытии за время равное 100 мсек., определенную для нескольких частот вращения коленчатого вала двигателя (Рис. 1.6.2).

Представленные зависимости позволяют судить о характере распределения энергии колебаний давления газа во впускной системе в процессе открытия дроссельной заслонки. Независимо от частоты вращения коленчатого вала двигателя, практически вся энергия колебаний давления во впускной системе, вызванных открытием дроссельной заслонки, сосредоточена в полосе частот не превышающей 10 Гц, при ее открытии за время 10мсек. Причем, ширина этой полосы частот зависит только от скорости открытия дроссельной заслонки, а следовательно, от скорости заполнения впускной системы двигателя и значительно сужается при уменьшении этих скоростей. Эти наблюдения позволяют сделать принципиальный вывод о том, что колебания абсолютного давления во впускной системе, несущие информацию об изменении циклового наполнения вызванном изменением положения дроссельной заслонки и определяемые скоростью заполнения впускной системы, сосредоточены в полосе частот от 0 до 20 Гц, а колебания с частотой выше 20 Гц не связаны с изменением циклового наполнения, и являются помехой при определении его величины. Полученный вывод дает возможность сформулировать требования к быстродействию системы управления рабочим процессом двигателя: *система управления рабочим процессом должна иметь быстродействие, обеспечивающее обработку сигналов, характеризующих изменение циклового наполнения двигателя, вызванное управляющим воздействием на дроссельную заслонку, в полосе частот от 0 до 20 Гц.*

На практике этот вывод приводит к тому, что для обеспечения требуемого качества управления рабочим процессом, частота повторения циклов управления, включающих в себя действия по сбору, обработке и выводу управляющей информации, должна быть, как минимум в два раза больше максимальной частоты в спектре сигнала характеризующего изменение циклового наполнения, то есть быть не менее 40 Гц.

### **1.7 Представление информации в системе управления рабочим процессом двигателя.**

Подчеркнем еще раз, что управление является процессом переработки информации. Поэтому, проблемы связанные с созданием систем управления рабочим процессом автомобильного двигателя тесно связаны с характером информации, описывающей состояние двигателя, которая, в свою очередь, определяется особенностями протекающих в двигателе процессов. При этом двигатель необходимо рассматривать как комплекс взаимосвязанных систем, с различным типом протекающих в них физических



Рис. 1.6.2 Разность между максимальными значениями спектральной плотности колебаний сигнала датчика абсолютного давления во впускной системе при открытой дроссельной заслонке и при ее открытии за время равное 100 мсек. при  $n=1000\text{мин}^{-1}$  (кривая 1),  $n=2000\text{мин}^{-1}$  (кривая 2),  $n=3000\text{мин}^{-1}$  (кривая 3).

процессов. С этой точки зрения можно выделить три основных группы процессов, отличающихся как характером, так и скоростью изменения параметров их характеризующих. Во-первых, это процессы, определяемые угловым положением коленчатого вала, во вторых, процессы, не зависящие от положения коленчатого вала и связанные с изменением управляющих и возмущающих воздействий, механической и тепло инерционностью двигателя и в третьих, процессы, вызванные с нестабильностью характеристик самого двигателя, датчиков и исполнительных устройств, в том числе, связанные с изменением условий эксплуатации автомобиля. Следовательно, система управления рабочим процессом бензинового двигателя можно рассматривать не только как устройство обрабатывающее информацию, поступающую от датчиков и характеризующую состояние физических объектов, но и как устройство, согласующее работу объектов со значительно отличающимися характеристиками. Причем, эти отличия могут носить принципиальный характер.

Рассмотрим более детально процессы протекающих в бензиновом двигателе внутреннего сгорания и начнем с анализа процессов определяемых угловым положением коленчатого вала двигателя. К этой группе можно отнести: газодинамические процессы во впускной системе, вызванные циклическим характером процессов газообмена в поршневом двигателе; явления связанные с формированием топливной пленки во впускной системе при изменении положения режимной точки работы двигателя; процессы искрообразования и топливоподачи в двигателе с распределенным впрыском топлива, анализ детонации и так далее. Отличительным признаком этой группы процессов является то, что их протекание однозначно связано с изменением углового положения коленчатого вала двигателя. Это приводит к тому, что хотя параметры, характеризующие процессы этой группы, изменяются во времени с периодом, определяемой частотой вращения коленчатого вала двигателя, в системе отсчета связанной с угловым положением коленчатого вала, они остаются постоянными. Следовательно, описание этой группы процессов, как функции углового положения коленчатого вала  $A, B, \dots, Z = f(A, B, \dots, Z) = f(\omega)$  позволяет значительно упростить их описание и реализацию. Примером такого подхода может служить описание момента начала подачи топлива как функции углового положения коленчатого вала двигателя. В этом случае, момент начала топливоподачи будет характеризоваться одним параметром, фазой впрыска ( $Faz$ ), не зависящей от частоты вращения коленчатого вала. В то же время, описание момента начала топливоподачи, как временной функции, потребует не только наличия репера, фиксирующего какое либо начальное положение коленчатого вала, что в общем виде эквивалентно наличию параметра  $Faz$ , но и потребует описания временной задержки начала топливоподачи, относительно этого репера, как функции угловой скорости коленчатого вала:

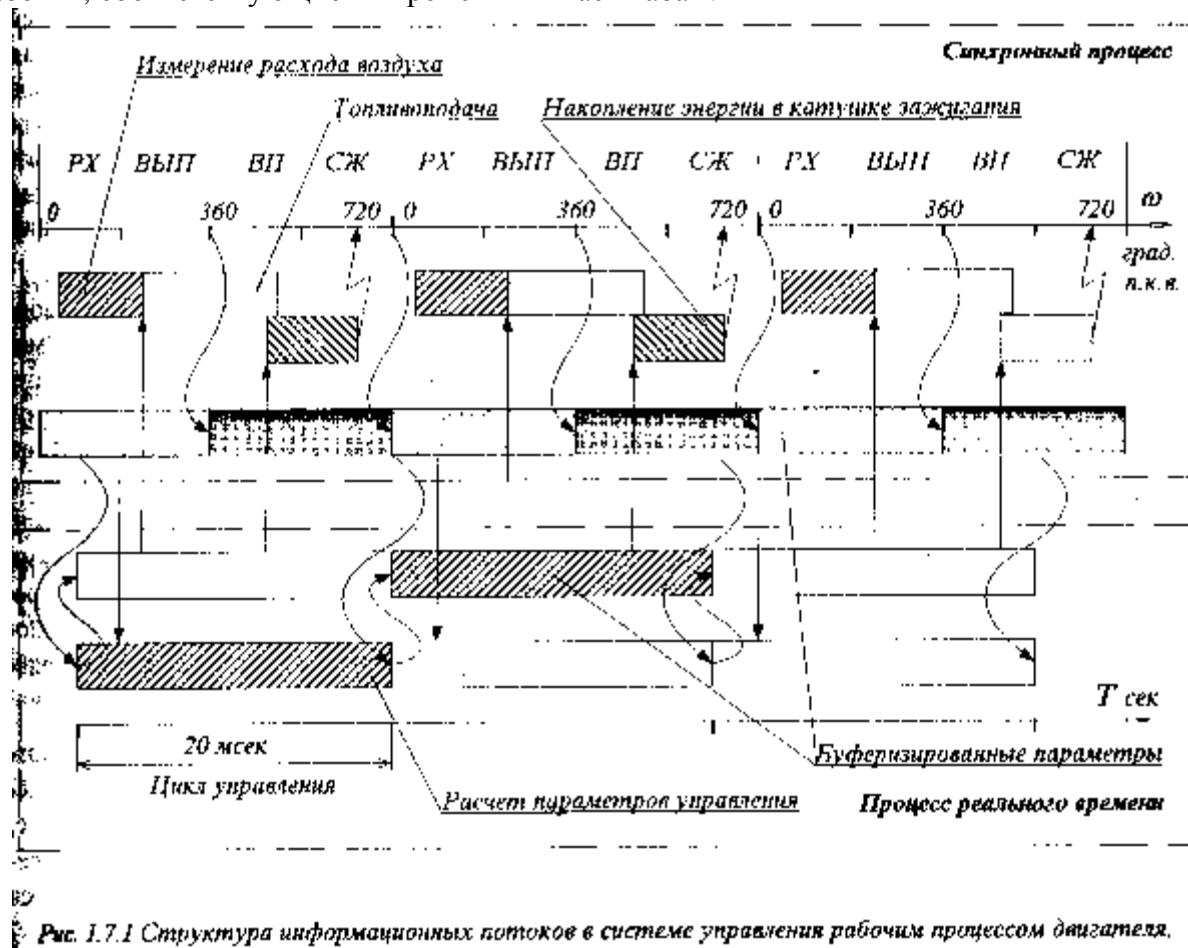
$$Faz = f\left(\frac{\partial j}{\partial t}\right)$$

Кроме этого, наличие временной задержки между моментом измерения угловой скорости и появления информации о ней в системе управления рабочим процессом приводит, при таком способе описания данной группы параметров, к появлению дополнительных погрешностей управления.

Вторая группа процессов охватывает явления, не зависящие от положения коленчатого вала. К этой группе можно отнести: управляющие воздействия со стороны водителя и изменение нагрузки на двигатель, вызванное изменением дорожных условий, газодинамические процессы во впускной системе, вызванные изменением положения дроссельной заслонки; изменение длительности и момента топливоподачи и управление углом опережения зажигания, включая реакцию на возникновение детонации. Отличительная особенность этой группы процессов заключается в том, что их характеристики не связаны с угловым положением коленчатого вала и поэтому могут

быть описаны как функция времени. Например, для положения дроссельной заслонки  $Thr=f(t)$ . Второй особенностью процессов этой группы является то, что их спектральные характеристики занимают достаточно широкую область, то есть это быстро изменяющиеся процессы и для их обработки необходимы устройства и процедуры обработки, обеспечивающие высокое быстродействие.

Третья группа охватывает медленно изменяющиеся процессы и включает в себя: процессы, вызванные тепловой инерционностью двигателя, включая тепловой дрейф характеристик датчиков и исполнительных устройств; процессы, вызванные износом и старением двигателя, изменением климатических условий эксплуатации автомобиля; изменением характеристик используемого топлива и так далее. Естественно, что хотя эти процессы являются функцией времени, для их описания необходимы процедуры обработки, соответствующие их временным масштабам.



Обобщая и систематизируя приведенные характеристики информации, циркулирующей в системе управления рабочим процессом автомобильного двигателя, ее можно разделить на два потока: на поток информации, синхронизированный с угловым положением коленчатого вала двигателя (синхронные процессы) и описывающий процессы первой группы и поток информации не связанный с угловым положением коленчатого вала (процессы реального времени), текущий в реальном времени и характеризующий явления второй и третьей групп. Аппаратно-программную реализацию вычислительного устройства, обрабатывающего эти информационные потоки будем называть соответственно: *синхронным процессором* и *процессором реального времени*. При этом распределение функций между ними осуществляется в соответствии с характером обрабатываемой информации. Такой подход позволяет не только минимизировать аппаратные затраты, но и существенно упростить алгоритмы управления и объем программного обеспечения, реализующего эти алгоритмы. Естественно, что разделение информации на относительно независимые потоки требует организации

взаимодействия между ними. В качестве механизма, обеспечивающего такое взаимодействие, может быть использован механизм *буферизации* данных, участвующих в обмене между информационными потоками (Рис. 1.7.1). Применение этого механизма, делает данные, обрабатываемые в текущем информационном потоке, доступными для использования в другом информационном потоке в любое время, независимо от текущего состояния процесса обработки информации.

### **1.8 Монотонность изменения мощности двигателя как критерий ездовых качеств автомобиля.**

Итак, для современных автомобильных двигателей, способность преобразования команды управления в изменение скорости движения автомобиля, является важнейшей. Попробуем, сузив понятие в рамках обсуждаемой задачи, определить понятие управляемости автомобиля. Под управляемостью будем понимать способность автомобиля изменять свою скорость в ответ на управляющее воздействие со стороны водителя, или распространяя определение на автомобильный двигатель, его способность изменять свою мощность под воздействием команд управления. Отсюда, становится возможным сформулировать *критерии управляемости* автомобильного двигателя и, как следствие, требования к его управляемости.

Обсуждая этот вопрос, следует обратить внимание два аспекта. Во первых, свойства автомобильного двигателя невозможно оценить в отрыве от конкретного автомобиля, на который он установлен. То есть, характеристики управляемости двигателя будут определяться условиями его применения. И это действительно так, хотя бы потому что траектория движения режимной точки при движении автомобиля, непосредственно зависит от характеристик автомобиля на который данный двигатель установлен. И вторых, характеристики управляемости являются в определенной мере субъективными, поскольку область движения режимной точки будет определяться особенностями управления автомобилем. Тем не менее, представляется возможным определить теоретически, какие из характеристик двигателя могут иметь значение для его управляемости. Хотя для получения количественных оценок параметров характеризующих управляемость, необходимо применение метода экспертных оценок.

Исходя из того, что управление скоростью автомобиля осуществляется путем воздействия на педаль акселератора исключая, естественно, случаи экстренного торможения с использованием тормозной системы, критерии управляемости, в любом случае будут являться функцией положения педали акселератора. При этом возможно выделить два случая. В первом случае, это изменение ускорения автомобиля, являющееся откликом на изменение положения педали акселератора и следовательно, дроссельной заслонки двигателя, при практически неизменной частоте вращения коленчатого вала двигателя. Здесь следует иметь в виду, что связь между положением дроссельной заслонки и положением педали акселератора  $Thr = f(Pacs)$  носит нелинейный характер и задавая эту нелинейность можно изменять характеристики управляемости. Во втором случае, скорость автомобиля изменяется после завершения перемещения дроссельной заслонки, при ее фиксированном положении. В этом случае речь может идти о характере изменения ускорения в процессе разгона или замедления автомобиля. Переходя от ускорения автомобиля к мощности вырабатываемой или поглощаемой двигателем можно утверждать, что одним из критериев управляемости автомобильного двигателя,

характеризующим передаточную характеристику двигателя по управляющему воздействию  $X_{Thr}$  будет являться характер изменения индикаторной мощности двигателя при изменении положения педали акселератора  $Pacs$  (дроссельной заслонки), при постоянной частоте вращения коленчатого вала:

$$\xi_{Thr} = F \left( \frac{\partial N_i}{\partial (Thr = f(Pacs))} \right).$$



В общем виде необходимо учитывать, времена отклика изменения индикаторной мощности двигателя на управляющее воздействие. Однако при реализации *поциклового* управления рабочим процессом двигателя, временем отклика изменения индикаторной мощности на управляющее воздействие можно пренебречь.

Вторым критерием управляемости автомобильного двигателя будет являться характер протекания его частичных скоростных характеристик  $x_{Freq}$ , а именно, изменение индикаторной мощности двигателя при изменении частоты вращения коленчатого вала при постоянном положении дроссельной заслонки:

$$\xi_{Freq} = F\left(\frac{\partial N_i}{\partial Freq}\right).$$

Действительно, после изменения положения дроссельной заслонки, характер разгона или замедления автомобиля будет определяться, помимо факторов влияющих на это и присущих собственно автомобилю, характером изменения эффективной мощности двигателя в зависимости от текущей частоты вращения его коленчатого вала.

Теперь попытаемся дать оценки этим критериям и начнем с критерия характеризующего передаточную характеристику двигателя по управляющему воздействию. Не вызывает сомнения, что в любом случае должна сохраняться пропорциональная зависимость между положением педали акселератора и величиной эффективной мощности двигателя. Представляется недопустимым, когда при нажатии на педаль акселератора эффективная мощность падает, то есть автомобиль не разгоняется, а замедляется. В крайнем случае, при невозможности реализации регулировок рабочего процесса обеспечивающих увеличения эффективной мощности двигателя по мере открытия дроссельной заслонки, она не должна уменьшаться. Таким образом, нижним пределом критерия управляемости по управляющему воздействию является требование его положительного значения:  $x_{Thr} \geq 0$ . Причем, это требование должно выполняться на всех частотах вращения коленчатого вала двигателя. С другой стороны, передаточная характеристики не должны иметь участки на которых наблюдается значительный прирост мощности по положению дроссельной заслонки, или:

$$0 \leq \frac{\partial \xi_{Thr}}{\partial (Thr = f(Pacs))} \leq \left( \frac{\partial \xi_{Thr}}{\partial (Thr = f(Pacs))} \right)_{max}.$$

В том случае, когда в формировании передаточной характеристики двигателя по управляющему воздействию принимают участие звенья, работающие в реальном времени например, при использовании апериодического фильтра для согласования перехода из режима частичных нагрузок на режим полной мощности, который применяется при отсутствии в системе управления рабочим процессом двигателя аналогового датчика положения дроссельной заслонки, скорость изменения индикаторной мощности также должна быть ограничена:

$$\frac{\partial N_i}{\partial \alpha} \leq \left( \frac{\partial N_i}{\partial \alpha} \right)_{max}.$$

Оценка характера изменения индикаторной мощности двигателя при изменении частоты вращения коленчатого вала и постоянном положении дроссельной заслонки, также должна базироваться на анализе характера изменения ускорения автомобиля после воздействия на педаль акселератора. При выборе регулировок рабочего процесса здесь следует, с одной стороны, обеспечить выполнение требования обеспечения монотонности протекания частичных скоростных характеристик двигателя, а с другой, необходимо ограничить скорость изменения индикаторной мощности при изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя:

$$\left( \frac{\partial \mathcal{E}_{\text{freq}}}{\partial \text{Freq}} \right)_{\min} \leq \frac{\partial \mathcal{E}_{\text{freq}}}{\partial \text{Freq}} \leq \left( \frac{\partial \mathcal{E}_{\text{freq}}}{\partial \text{Freq}} \right)_{\max}$$

Сформулировав эти критерии, можно попытаться дать общую характеристику управляемости применительно к автомобильному двигателю. Итак, что же такое автомобильный двигатель с хорошей управляемостью? Можно утверждать, что это двигатель, который обеспечивает изменение скорости автомобиля пропорционально изменению положения педали акселератора во всем диапазоне положений педали и скоростей движения автомобиля при монотонном и ограниченном по величине изменении ускорения автомобиля.

Естественно, достичь такого результата невозможно, поскольку, мощность реального двигателя всегда ограничена. Однако, сохранение пропорциональности между изменением положения педали акселератора и изменением скорости автомобиля при удовлетворении требований к изменению ускорения автомобиля является хотя и сложной, но вполне разрешимой задачей. Короче говоря, в качестве цели, при создании системы управления рабочим процессом двигателя, имея в виду создание алгоритма управления и калибровку системы управления рабочим процессом двигателя, необходимо иметь ввиду систему управления рабочим процессом обеспечивающую *близкую к линейной* зависимость изменения скорости движения от управляющего воздействия на орган управления скоростью автомобиля. Хотя, необходимо еще раз подчеркнуть, что *достаточность* приближения показателей управляемости к теоретическим может быть подтверждена только экспертной оценкой, тем более, что эти показатели существенно зависят от конструкции автомобиля, от его назначения и особенностей эксплуатации.

---

- Наличие способности к изменению вырабатываемой или поглощаемой двигателем мощности, под воздействием команд водителя, следует признать важнейшим функциональным требованием к автомобильному двигателю.

- Требуемая скорость изменения мощности автомобильного двигателя определяется скоростью изменения управляющих команд.

- Наряду с преобразованием химической энергии топлива в тепловую, тепловой в механическую, в виде тяговой или тормозной мощности, двигатель, включая систему управления его рабочим процессом, является основным элементом осуществляющим *преобразование* команд водителя (управляющих воздействий) в изменение скорости движения автомобиля.

- Используя выводы, полученные путем анализа основной функции автомобильного двигателя, удастся выделить из всей совокупности управляемых параметров главные, определяющие возможный характер протекания рабочего цикла. Этими параметрами являются *величина циклового наполнения и время рабочего цикла двигателя*.

- Совокупность устройств сбора, переработки информации и исполнительные устройства, связанные между собой каналами передачи информации и предназначенные для управления рабочим процессом двигателя называются *система управления рабочим процессом двигателя*.

- Требуемое быстродействие системы управления рабочим процессом можно определить, исходя из условий обеспечения заданной погрешности реализации регулировок двигателя при максимальной скорости изменения положения режимной точки по цикловому наполнению. Система управления рабочим процессом автомобильного двигателя должна иметь быстродействие, обеспечивающее обработку сигнала, характеризующего изменение циклового наполнения двигателя в полосе частот от 0 до 20 Гц.

## Глава 2

### РЕЖИМЫ И РЕЖИМНАЯ ОБЛАСТЬ

#### 2.1 Режимная область и режимная точка. Сходственные условия

Прежде чем перейти к изучению организации работы системы управления рабочим процессом двигателя, перечислим еще раз основные параметры, характеризующие рабочий цикл, величина которых, так или иначе используется системой управления рабочим процессом двигателя. К числу этих параметров относятся: положение дроссельной заслонки  $Thr$ ; цикловое наполнение  $G_{\text{вц}}$ , время цикла  $T_{\text{ц}}$ , частота вращения коленчатого вала двигателя  $Freq$ ; цикловая подача топлива  $G_{\text{мц}}$ ; состав смеси  $\alpha$ ; угол опережения зажигания  $U_{\text{оз}}$ ; количество рециркулирующих остаточных газов  $E_{\text{гр}}$ ; температура воздуха на впуске  $T_{\text{air}}$ ; температура охлаждающей жидкости  $T_{\text{wat}}$ ; и так далее. Естественно, что роль этих параметров в формировании показателей рабочего цикла различна и поэтому, из всей совокупности управляемых параметров, удалось выделить главные, определяющие потенциальный характер протекания рабочего цикла и названные *первичными управляющими параметрами*. Этими параметрами являются величина циклового наполнения  $G_{\text{вц}}$  и частота вращения коленчатого вала двигателя  $Freq$ .

Рассмотрим набор параметров, характеризующих рабочий цикл двигателя, с другой точки зрения. В процессе управления, водитель и система управления рабочим процессом двигателя непосредственно воздействуют только на часть параметров рабочего процесса. В то же время, другая часть параметров, рассматривается системой управления как информация об условиях, в которых будет протекать текущий рабочий цикл. Поэтому, параметры рабочего цикла двигателя можно разделить две на группы, в зависимости от того, осуществляется ли прямое воздействие на них со стороны водителя системы управления или нет. Параметры, характеризующие состояние двигателя и условия протекания рабочего цикла, называются *условиями протекания рабочего цикла*, управляемые параметры называются *регулировками рабочего цикла*. К числу параметров характеризующих условия протекания рабочего цикла, можно отнести: частоту вращения коленчатого вала двигателя  $Freq$ , температуру воздуха на впуске  $T_{\text{air}}$ , температуру охлаждающей жидкости  $T_{\text{wat}}$ , в то время как регулировками рабочего цикла являются: цикловая подача топлива  $G_{\text{мц}}$ , состав смеси  $\alpha$ , угол опережения зажигания  $U_{\text{оз}}$ , количество рециркулирующих остаточных газов  $E_{\text{гр}}$  и так далее. Особое место в этой классификации занимает параметр, характеризующий цикловое наполнение  $G_{\text{вц}}$ , который в одних случаях, должен рассматриваться как характеристика условий протекания рабочего цикла, а в других, как его регулировка. Это связано с тем, что в рассматриваемой конфигурации системы управления рабочим процессом двигателя, управление цикловым наполнением осуществляется как непосредственно водителем, так и системой управления. В первом случае, цикловое наполнение характеризует условия протекания рабочего процесса, тогда как во втором его регулировку. Естественно, что в зависимости от конкретной конфигурации системы управления рабочим процессом двигателя, отнесение любого из параметров к той или иной группе может быть пересмотрено. Учитывая, что регулировки рабочего цикла определяются не только условиями его протекания, но и значениями командных параметров, можно говорить, что *задача, решаемая системой управления рабочим процессом, заключается в формировании регулировок рабочего цикла соответствующих условиям его протекания и значениям командных параметров системы управления*.

Выбор в качестве первичных управляющих параметров рабочего цикла величины циклового наполнения  $G_{\text{вц}}$  и частоты вращения коленчатого вала  $Freq$ , определяет и схему описания регулировок, рабочего цикла, как функции первичных управляющих

параметров ( $G_{\text{вц}}, Freq$ ), командных  $Cmd$  параметров, и параметров характеризующих условия протекания рабочего цикла ( $T_{\text{ват}}, T_{\text{аир}}, \dots$ ):

$$P = F ((G_{\text{вц}}, Freq), Cmd, (T_{\text{ват}}, T_{\text{аир}}, \dots)).$$

Дальнейшее развитие этой идеи позволяет дать определение двум важным понятиям теории управления рабочим процессом бензинового двигателя: таким как понятие *режимной области*, как области существования первичных управляющих параметров рабочего цикла ( $G_{\text{вц}}, Freq$ ) и понятие *режимной точки*, представляющей собой некоторую, достаточно ограниченную, часть режимной области:

$$(G_{\text{вц}}, Freq_i) \subset (G_{\text{вц}}, Freq)$$

Понятия режимной области и режимной точки являются ключевыми не только в связи с вопросами связанными с управлением рабочим процессом двигателя, но и определяют подходы к анализу неустановившихся состояний двигателя, необходимость в котором возникает в процессе адаптации системы управления. Расширяя понятие *режимной точки* как некоторой, достаточно ограниченной части режимной области показатели рабочего процесса в которой обобщают ряд последовательных реализаций рабочих циклов и характеризуется статистическими оценками как в плоскости координат так и функций, можно говорить о режимной точке как о точечной оценке параметров рабочего процесса, используемых для его анализа и описания. Как правило в качестве точечной оценки положения режимной точки и показателей рабочего цикла используют математическое ожидание того или иного параметра определенное в интервале замера:

$$\tilde{X} = \frac{1}{i} \sum_{i=1}^i X_i.$$

Длина выборки для статистического анализа  $i$  ограничена, с одной стороны возможностью сохранять неизменные условия протекания рабочего процесса, что связано с температурным дрейфом параметров двигателя и калибровок испытательного оборудования, а с другой, достаточно высокой нестабильностью параметров, характеризующих его протекание. Тем не менее, важно постоянно иметь в виду, что показатели, получаемые при испытаниях и являющиеся основой для выбора регулировок рабочего процесса двигателя, носят статистический характер и относятся к некоторой части режимной области.

Если работу *автомобильного* бензинового двигателя рассматривать как процесс реализации регулировок, на фоне следующих друг за другом рабочих циклов, в условиях постоянно изменяющихся командных параметров и параметров, характеризующих состояние двигателя, то с этой точки зрения, исследование работы двигателя при установившихся условиях протекания рабочего цикла может, имеет только методологический смысл, как один из возможных способов определения требуемых регулировок рабочего процесса двигателя. Анализируя показатели рабочего процесса, полученные в установившихся условиях работы двигателя и соответствующих каждому из последовательности рабочих циклов при каком либо переходном процессе в двигателе, либо в системе управления, возможно детально исследовать данный переходной процесс более того, данный подход позволяет решать и обратную задачу, определение необходимых регулировок рабочего цикла, предположив, причем достаточно обоснованно раз регулировки и условия протекания рабочего цикла для установившихся и неустановившихся условий работы двигателя совпадают, то совпадают и его показатели.

Следовательно, каждому единичному рабочему циклу можно поставить в соответствие последовательность рабочих циклов с такими же значениями командных параметров, условиями протекания и регулировками, что и данный рабочий цикл. Это соответствие определяет понятие *сходственности*, поэтому, с принятой точки зрения речь может идти о сходственных *установившихся* условиях, регулировках и показателях рабочего цикла. При этом, естественно, что показатели единичного рабочего цикла характеризуются статистическими оценками, полученными в сходственных

установившихся условиях работы двигателя путем анализа выборки последовательности рабочих циклов.

Следует отметить и трудности, возникающие при практической реализации данного подхода. Они, прежде всего, вызваны сложностью воспроизведения сходственных установившихся условий, что связано с влиянием тепловой инерционности деталей двигателя и в частности, его камеры сгорания. Однако во многих случаях, это единственный путь позволяющий получить необходимую информацию о параметрах реального рабочего процесса.

## **2.2 Режим работы двигателя**

Важной особенностью, характеризующей управление автомобильным двигателем, является необходимость постоянной смены критериев управления рабочим процессом, реализуемая непосредственно в процессе управления. Причины, вызывающие необходимость смены критериев управления, обусловлены ролью двигателя в управлении скоростью движения автомобиля, его функциями, как источника энергии и функциями связанными с преобразованием команд водителя в изменение скорости движения автомобиля.

Во первых, постоянно изменяются условия определяющие, участвует ли двигатель в процессе управления скоростью движения автомобиля или двигатель работает на холостом ходу, при отсутствии воздействия на педаль акселератора со стороны водителя. В зависимости от этих условий двигатель должен либо преобразовывать команды водителя в изменение вырабатываемой или поглощаемой эффективной мощности, либо находится в состоянии готовности к выполнению этой задачи. Во вторых, получение требуемой эффективной мощности не всегда возможно при обеспечении наилучших эффективных показателей рабочего процесса и выполнении ограничений на выбросы токсичных компонентов. В случае несоответствие реальной и желаемой скорости движения автомобиля, а следовательно, при необходимости изменить эффективную мощность двигателя, система управления должна обеспечить выработку двигателем требуемой эффективной мощности независимо от желаемых показателей эффективности и токсичности.

Какие же характеристики двигателя могут выступать в качестве критериев, определяющих возможность его применения в качестве автомобильного. Очевидно, что это, прежде всего способность двигателя преобразовывать химическую энергию топлива в тепловую, а затем в механическую, в виде тяговой или тормозной мощности. Для того чтобы двигатель такой способностью обладал, он должен находиться в состоянии, при котором воздействие на его орган управления приводило бы к изменению индикаторной мощности. Причем, двигатель должен находиться в этом состоянии сколь угодно долго, независимо от наличия возмущающих воздействий, как со стороны приводимых двигателем агрегатов, так и при возникновении неустойчивости в протекании рабочего процесса. Другой важнейшей особенностью автомобильного двигателя является его способность изменять свою индикаторную мощность под воздействием команд управления, причем, делать это в реальном масштабе времени.

Учет этих особенностей, присущих автомобильному двигателю, дает возможность определить задачи, реализуемые системой управления рабочим процессом двигателя, а именно: приведение двигателя в состояние в котором возможно управление эффективной мощностью и собственно само управление ею. Отсюда становятся понятны критерии, позволяющие выбрать тот или иной способ управления рабочим процессом двигателя, главными из которых являются: время подготовки двигателя к восприятию команд управления, устойчивость работы в состоянии готовности к преобразованию команд управления, эффективность рабочего процесса при управлении мощностью, возможность



достижения мощности соответствующей внешней характеристике. Естественно, что на выбор способа управления рабочим процессом оказывают влияние существующие ограничения, и прежде всего, ограничения на токсичность отработавших газов. Конечно, на практике, перечень параметров, приведенных в качестве критериев и ограничений, может быть дополнен другими параметрами, связанными с конкретными условиями эксплуатации данного двигателя и автомобиля. Однако приведенные критерии должны быть учтены при создании систем управления рабочим процессом автомобильного бензинового двигателя во всех случаях. При этом следует иметь в виду, что использование указанных критериев позволяет не только создавать алгоритм управления, но и получать регулировки рабочего процесса двигателя отвечающие этим критериям.

Выбор тех или иных способов управления рабочим процессом, регулировок рабочего цикла двигателя, реализуемых его системой управления, зависит от ряда факторов и прежде всего, от параметров характеризующих состояние двигателя, поскольку только оценив состояние двигателя, можно сказать готов ли он к выполнению своих функций или надо выполнять какие то действия, чтобы его подготовить. Состояние трансмиссии, так же влияет на выбор способа управления рабочим процессом, так как в зависимости от того подключен двигатель к трансмиссии или нет, можно определить участвует ли он в управлении скоростью автомобиля. И наконец, третьим фактором влияющим на этот выбор, является величина управляющего воздействия со стороны водителя, позволяющая судить о том, какую мощность, или частоту вращения коленчатого вала, должен иметь двигатель в данный момент. Сочетание перечисленных параметров, определяющих критерии и способ управления рабочим процессом можно обобщить одним понятием - понятием режима работы двигателя. Таким образом, *под режимом работы двигателя будем понимать сочетание командных параметров, параметров характеризующих состояние двигателя и параметров, определяемых состоянием трансмиссии автомобиля, объединенных общей целью в стратегии управления и общими критериями эффективности рабочего процесса.*

Какие же параметры могут быть выбраны в качестве параметров характеризующих режим работы двигателя? Прежде всего, это величина командного воздействия со стороны водителя на орган управления двигателем. В случае жесткой кинематической связи положения педали акселератора и положения дроссельной заслонки в качестве командного параметра для системы управления рабочим процессом может быть принята величина, характеризующая положение дроссельной заслонки  $Thr$ . В том случае где такая кинематическая связь отсутствует, в качестве командного параметра может быть принята величина, непосредственно характеризующая положение педали поскольку только эта величина несет информацию о желаемой скорости движения автомобиля.

Вторым фактором, характеризующим режим работы двигателя, является состояние трансмиссии  $Trm$ ., поскольку задачи, решаемые системой управления рабочим процессом двигателя, принципиально различаются в зависимости от того включена, трансмиссия или нет. Так при включенной трансмиссии, нулевое значение  $Thr$ , характеризует необходимость получения от двигателя максимального тормозного момента, в то время как при выключенной трансмиссии, нулевое значение  $Thr$ , требует от системы состояния поддержания двигателя в состоянии готовности к реализации команд управления и выработке эффективной мощности, а следовательно, реализацию совершенно другой цели и стратегии управления.

Определение состояния трансмиссии является нетривиальной задачей, если имеющиеся источники информации о состоянии трансмиссии и необходимую частоту обновления. Наиболее простое решение задачи определения состояния трансмиссии можно при наличии датчиков включенной передачи и датчика состояния сцепления, однако современные системы управления рабочим процессом двигателя, как правило, не имеют ни того ни другого. Поиск источников информации о состоянии трансмиссии

показывает, что эта информация может быть, получена, путем совместного анализа информации о частоте вращения вторичного вала коробки передач, поступающей от датчика скорости автомобиля, установленного на вторичном валу коробки передач и информации о частоте вращения коленчатого вала двигателя. В таком случае, состояние трансмиссии может быть, определено как:

$$\begin{aligned} Trm_i &= 0, \text{ если } Kn_i \neq xx_i \\ Trm_i &= 1, \text{ если } Kn_i = n_i \end{aligned}$$

где  $n_i$  - номер включенной передачи,  $xx_i$  - состояние холостого хода при выключенной трансмиссии.

Номер включенной передачи  $n_i = F(Speed_i, Freq_i)$  определяется на основании анализа отношения частоты вращения коленчатого вала двигателя  $Freq_i$  к частоте вращения вторичного вала коробки передач  $Speed_i$  и может принимать значения  $Kn_i = 1, 2, 3, 4, xx_i$

Если же датчик скорости автомобиля отсутствует, то источником информации о состоянии трансмиссии автомобиля может служить информация о частоте вращения коленчатого вала двигателя анализируемая совместно информацией о положении дроссельной заслонки. Привлечение для такого анализа, информации о положении дроссельной заслонки связано с тем, что частота вращения коленчатого вала, установившаяся в процессе ее регулирования на холостом ходу при закрытой дроссельной заслонке, находится в определенных, заранее известных пределах. Поэтому, величина положения дроссельной заслонки, может быть, использована как одно из условий, характеризующих возможное состояние трансмиссии, определяемое в этом случае как:

$$\begin{aligned} Trm_i &= 0, \text{ если } Freq_i < Freq_{\text{выкл}} \text{ и } Thr_i = 0 \\ Trm_i &= 1, \text{ если } Freq_i \geq Freq_{\text{вкл}} \text{ и } Thr_i = 0 \end{aligned}$$

$Freq_{\text{выкл}}$  - частота выключения трансмиссии,  $Freq_{\text{вкл}}$  - частота включения трансмиссии.

Необходимость введения двух порогов частоты  $Freq_{\text{выкл}}$  и  $Freq_{\text{вкл}}$  при определении состояния трансмиссии, диктуется условиями устойчивости определения состояния трансмиссии, причем,  $Freq_{\text{выкл}}$  должна быть больше  $Freq_{\text{вкл}}$ . Естественно, что такой способ не отражает ее реального состояния трансмиссии но, тем не менее, позволяет определить его для целей управления с какой то долей вероятности. В качестве дополнительного фактора, ужесточающего условия определения состояния трансмиссии, может выступать величина, характеризующая ускорение коленчатого вала  $Fracc_i$ , в окрестностях частоты выключения трансмиссии, определенная как относительное изменение частоты вращения коленчатого вала:

$$Fracc_i = \frac{Freq_i - Freq_{i-1}}{Freq_i}$$

$Fracc_i$  - ускорение коленчатого вала,

В этом случае, включенное состояние трансмиссии дополнительно характеризуется условием ограниченного ускорения частоты вращения коленчатого вала при закрытой дроссельной заслонке:

$$\begin{aligned} Trm_i &= 0, \text{ если } Freq_i < Freq_{\text{выкл}} \text{ и } Thr_i = 0 \text{ и } Fracc_i \geq Fracc_{xx} \\ Trm_i &= 1, \text{ если } Freq_i \geq Freq_{\text{вкл}} \text{ и } Thr_i = 0 \text{ и } Fracc_i < Fracc_{xx} \end{aligned}$$

И, наконец, третьим фактором, характеризующим режим работы двигателя, является частота вращения коленчатого вала двигателя  $Freq_i$  так как именно частота вращения

позволяет определить готов ли двигатель к выработке эффективной мощности или он остановлен.

Таким образом, предоставляется возможность формализовать определение режима работы двигателя, как функции положения дроссельной заслонки, состояния трансмиссии и частоты вращения коленчатого вала двигателя:

$$Rgm_i = F(Thr_i, Trm_i, Freq_i)$$

Определение понятия режима и факторов его определяющих, позволяет перейти к обсуждению возможных режимов работы автомобильного двигателя. Поскольку автомобильный двигатель является основным элементом, осуществляющим преобразование управляющих воздействий со стороны водителя в изменение скорости движения автомобиля путем изменения своей эффективной мощности, то в общем, случае, можно разделить две задачи и, следовательно две группы режимов, которая должна реализовывать система управления рабочим процессом двигателя. Во первых, это режимы, обеспечивающие потенциальные возможности для реализации управления мощностью двигателя и во вторых, режимы в которых непосредственно осуществляется управление.

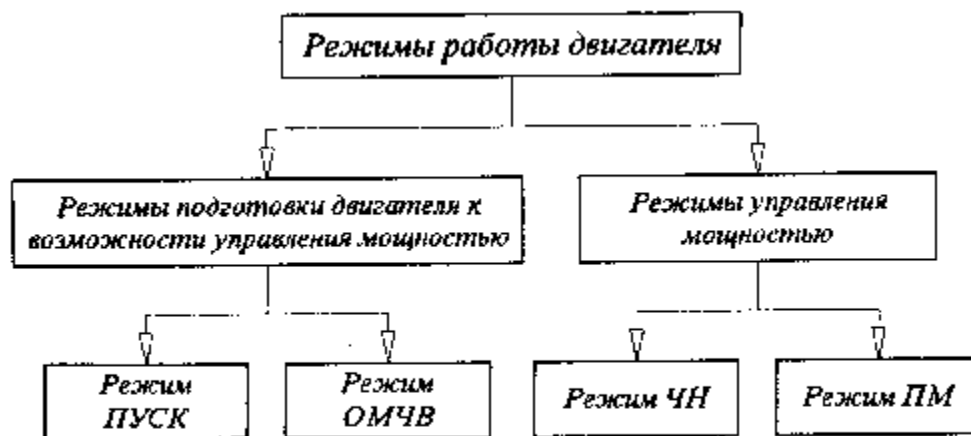


Рис. 2.2.1 Режимы работы автомобильного двигателя

Группа режимов, обеспечивающих создание потенциальных возможностей управления мощностью двигателя, включает в себя два режима: режим ПУСК и режим ограничения минимальной частоты вращения коленчатого вала ОМЧВ. Назначение этой группы режимов состоит в обеспечении запуска двигателя и приведение его в состояние, при котором возможна реализация команд управления, то есть или управление мощностью двигателя или частотой вращения коленчатого вала двигателя. Вторая группа охватывает режимы в которых непосредственно осуществляется управление мощностью двигателя. Сюда входят режим частичных нагрузок ЧН и режим полной мощности ПМ.

### 2.3 Диспетчер режимов.

Естественно, что организация управления рабочим процессом на различных режимах работы двигателя, а также, согласование параметров рабочего процесса при изменении режима, требует реализации определённой алгоритмической процедуры, выполняющей эти действия. Эта алгоритмическая процедура называется *диспетчером режимов работы двигателя*. Диспетчер режимов занимает центральное место в алгоритме управления рабочим процессом двигателя, осуществляя координацию всех составляющих процесса управления. Для того чтобы более наглядно представить себе функции реализуемые диспетчером режимов, рассмотрим структуру алгоритма управлений, показанную на Рис. 2.3.1.



Электрические сигналы, поступающие на вход системы управления рабочим процессом двигателя от датчиков системы управления, подвергаются обработке, результатом которой являются параметры, характеризующие величину командного воздействия на условия реализации рабочего цикла двигателя. Например, аналоговый электрический сигнал датчика температуры охлаждающей жидкости преобразуется в код, величина которого характеризует температуру охлаждающей жидкости и так далее. Связь между физической величиной измеряемой датчиком и величиной кода, характеризующего тот и иной параметр, называется *калибровкой измерительного канала* и является неотъемлемой частью алгоритма управления. Таким образом, назначение первой части алгоритма заключается в формировании исходных данных для собственно управления рабочим процессом. После того как исходные данные получены, появляется возможность провести их анализ и выбрать способ управления и регулировки, соответствующие текущему значению управляющих параметров и состоянию двигателя, в чем собственно и заключается функции диспетчера режимов.

Результатом реализации выбранного способа управления является информация, характеризующая требуемую величину управляемых параметров рабочего процесса,

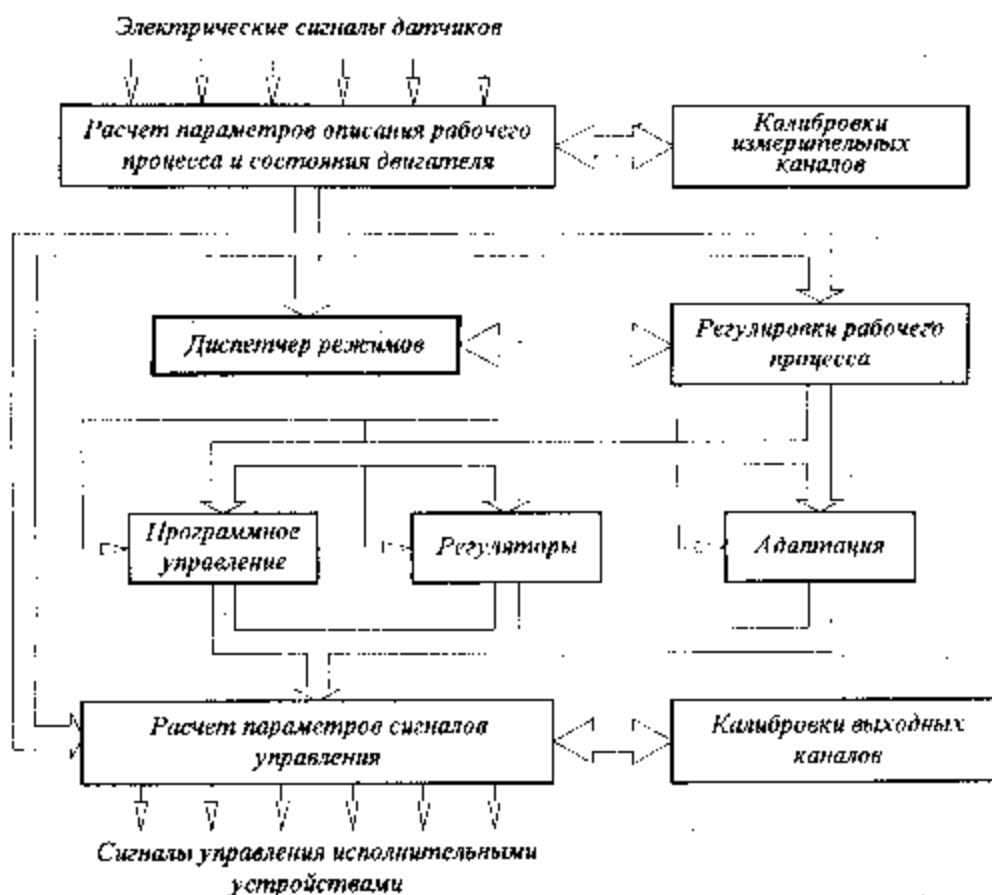


Рис. 2.3.1 Структура алгоритма управления

например, величину цикловой подачи топлива, угол опережения зажигания и тому подобное. Преобразование кодовых эквивалентов управляемых параметров в электрические сигналы, поступающие на исполнительные устройства, выполняется процедурами преобразования с использованием данных, описывающих эту связь и называемых *калибровками выходных каналов*.

Рассмотрим более подробно функции диспетчера режимов. Поскольку, реализация управления рабочим процессом двигателя возможна только в рамках одного из режимов, то первой функцией диспетчера режимов является *идентификация режима работы двигателя*. Проанализировав состояние режимных факторов  $Thr_i, Trm_i, Freq_i$  диспетчер режимов определяет текущий режим и соответствующие этому режиму калибровки параметров управления. Современные системы управления рабочим процессом двигателя осуществляют управление рядом параметров и, как правило, реализуют управление углом опережения зажигания  $Uoz$ , управление цикловой подачей топлива  $Gmц$ , управление цикловым наполнением, управление степенью рециркуляции отработавших газов  $Egr$ , управление системой улавливания испарений  $Ads$ , управление датчиками  $Sen$  и управление питанием системы управления, датчиков и исполнительных устройств  $Pow$ . Независимо от режима работы двигателя, система управления рабочим процессом двигателя всегда должна осуществлять управление полным набором используемых в данной системе управления исполнительных устройств, поскольку отсутствие необходимости в каком либо воздействии на рабочий процесс двигателя, например подачи отработавших газов во впускную систему двигателя при пуске, не освобождает от необходимости управлять исполнительным устройством системы рециркуляции. Второй функцией диспетчера режимов тесно связанной с функцией идентификации режима работы двигателя, является *функция выбора способа управления рабочим процессом*, реализуемого как в рамках, так и вне зависимости от конкретного режима.

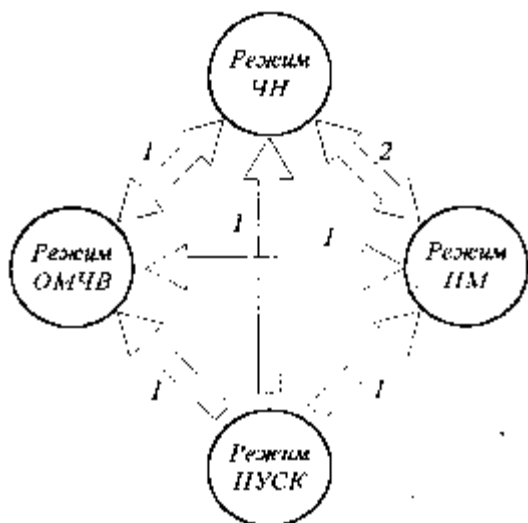


Рис. 2.3.2 Взаимодействие режимов работы двигателя

1 - переходы между режимами связанные с изменением регулировок и способов управления рабочим процессом.

2 - переходы между режимами связанные с изменением регулировок.

Третьей функцией диспетчера режимов является *формирование регулировок рабочего цикла*, соответствующих условиям его протекания и значениям командных параметров системе управления рабочим процессом двигателя в соответствии с действующими на текущем режиме, критериями управления.

И, наконец, четвертой функцией диспетчера режимов является *согласование регулировок рабочего процесса* при изменении режима работы двигателя или изменение положения режимной точки.

Рассмотрим функции диспетчера режимов связанные с анализом режимов работы двигателя. На Рис. 2.3.2 представлена диаграмма, характеризующая взаимодействие режимов работы двигателя, реализуемых диспетчером режимов и возможные виды переходов между режимами. Логика возможных переходов связана как с характером рабочих процессов, присущих двигателю внутреннего сгорания, так и с особенностями реализации управления рабочим процессом двигателя.

Анализ режимов работы двигателя начнем с анализа управления двигателем на режиме ПУСК. Как следует из самого названия, основной задачей, реализуемой системой управления рабочим процессом двигателя на режиме ПУСК, является запуск двигателя, то есть приведение двигателя в состояние при котором возможна реализация его непосредственных функций при минимизации времени пуска двигателя и количества выбросов, токсичных компонентов за время пуска.

Условиями режима ПУСК являются: наличие частоты вращения коленчатого вала двигателя не выше частоты выхода из пуска при условии, что до этого двигатель либо остановлен, либо, в случае прокрутки двигателя трансмиссией, система управления рабочим процессом была выключена  $Ign_{i-1} = 0$ :

$$0 < Freq_i < Freq^{пуск}, \text{ при условии } (Freq_{i-1} = 0 \text{ или } Ign_{i-1} = 0)$$

При этом, как и в любом другом режиме, диспетчер режимов должен обеспечить управление полным набором параметров управления:

$$\left\{ \begin{array}{l} Gm_{ci} = F(Freq_i, Freq_{21}) \cdot Reg^{вос} \\ Uoz_i = F(Freq_i) \\ Air_i = F(Freq_i, Reg^{пуск}) \\ Egr_i = F(Reg^{пуск}) \\ Ads_i = F(Reg^{пуск}) \\ Sen_i = F(Reg^{пуск}) \\ Pow_i = F(Ign_i, Reg^{пуск}) \end{array} \right\}$$

Так как, запуск двигателя возможен, как при включенной, так и при выключенной трансмиссии и при произвольном положении педали акселератора (дроссельной заслонке), то выход из режима ПУСК возможен в любой из режимов при следующих условиях:

$$Rgm_{j-i}^{пуск} = \left\{ \begin{array}{l} Freq_i > Freq^{пуск} \text{ и } Thr_i = 0 \Rightarrow Rgm_j^{idle} \\ Freq_i > Freq^{пуск} \text{ и } 0 < Thr_i < Thr^{пов} \Rightarrow Rgm_j^{пр} \\ Freq_i > Freq^{пуск} \text{ и } Thr_i > Thr^{пов} \Rightarrow Rgm_j^{пл} \end{array} \right.$$

Режим ограничения минимальной частоты вращения ОМЧВ. Условиями режима ОМЧВ являются: отсутствие управляющего воздействия на дроссельную заслонку и выключенное состояние трансмиссии, то есть, работа двигателя на холостом ходу при отсутствии воздействия на педаль акселератора со стороны водителя:

$$Thr_i = 0 \text{ и } Trm_i = 0$$

Особенностью работы двигателя на холостом ходу является разрыв потока мощности, циркулирующей между двигателем и трансмиссией. И хотя, в этом случае, эффективная мощность двигателя равна нулю, развиваемая индикаторная мощность должна не только компенсировать механические потери в двигателе, поддерживая требуемую частоту вращения коленчатого вала двигателя, но и обеспечивать привод агрегатов и оборудования автомобиля. Поэтому, требуемая величина индикаторной мощности на режиме ОМЧВ может достигать значительной величины. Для ее получения необходимо обеспечить возможность осуществления управление величиной циклового наполнения, используя для этих целей исполнительный механизм, называемый регулятором дополнительного воздуха. Отсутствие управляющего воздействия на педаль акселератора со стороны водителя и отсоединенная трансмиссия говорят о том, что в данный момент от двигателя не требуется ни управление эффективной мощностью, (двигатель работает на холостом ходу), ни определенная частота вращения коленчатого вала, при сохранении потенциальной возможности управлять эффективной мощностью или изменять частоту вращения двигателя в любой момент времени.

Необходимо подчеркнуть принципиальное отличие случая, когда эффективная мощность, передаваемая в трансмиссию, имеет нулевое значение и случая, при котором трансмиссия выключена. В первом случае, отсутствие передаваемой мощности означает соответствие действительной скорости автомобиля требуемой, то есть это частный случай, реализуемый в процессе управления скоростью автомобиля. Тогда как, при выключенной трансмиссии, управление скоростью автомобиля, реализуемое через двигатель, отсутствует.

Таким образом, *целью, реализуемой системой управления рабочим процессом двигателя на режиме ОМЧВ, является поддержание двигателя в состоянии готовности к выработке эффективной мощности путем сохранения минимальной частоты вращения коленчатого вала, при достаточном запасе устойчивости, как в условиях наличия межцилиндровой неустойчивости процесса сгорания, так и в случаях изменения внешней нагрузки создаваемой агрегатами двигателя и автомобиля.* Если требуемый запас устойчивости частоты вращения коленчатого вала получить не удастся, например, в случае подключения мощных потребителей, таких как электровентилятор, компрессор кондиционера и так далее, то необходимо связать управление такими потребителями с управлением параметрами рабочего процесса двигателя. В качестве требований к показателям рабочего процесса на режиме ОМЧВ выступает требование минимизации расхода топлива при условии выполнения ограничений на выбросы токсичных компонентов.

Вход в режим ОМЧВ возможен из режима ПУСК, режима ЧН и режима ПМ. Рассмотрим вход в режим ОМЧВ из режима ПУСК. Приведение двигателя в рабочее состояние связано с необходимостью использовать информацию, существующую только при работающем двигателе, причем, в процессе запуска двигателя такая информация отсутствует. В связи с этим, рассмотрим проблемы связанные с получением оценки величины циклового наполнения двигателя. Действительно, как будет показано в дальнейшем, измерение циклового наполнения с необходимой точностью возможно только при достаточно высокой частоте вращения коленчатого вала двигателя и стабильности в процессе сгорания, поскольку, количество и температура остаточных газов, градиент изменения теплового состояния камеры сгорания при пуске и величина углового ускорения коленчатого вала, оказывающие существенное влияние на величину циклового наполнения, не могут быть учтены при ее измерении и расчете. Поэтому, в качестве величины циклового наполнения на пуске, необходимо использовать статистические оценки величины циклового наполнения, создавая, при запуске двигателя, условия их реализации. Отсутствие информации о действительной величине циклового наполнения при пуске двигателя, приводит к проблемам в определении необходимой величины цикловой подачи топлива, которые можно решить путем создания алгоритма управления использующих стохастические характеристики рабочего процесса.

При выходе из режима ПУСК необходимо обеспечить согласование используемых оценок с оценками циклового наполнения, полученными в результате реальных измерений на момент перехода в режим ОМЧВ. Аналогично должны быть согласованы и другие параметры управления:

$$\left\{ \begin{array}{l} Gm_{i1} = F(Freq_i, Freq_{j-1}) \\ Uoz_i = F(Freq_i) \\ Air_i = F(Freq_i, Reg_{j-1}) \\ Egr_i = F(Reg_{j-1}) \\ Ads_i = F(Reg_{j-1}) \\ Sen_i = F(Reg_{j-1}) \\ Pow_i = F(Ign_i, Reg_{j-1}) \end{array} \right\} Reg_{j-1}^{max} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} Gm_{i1} = F(Gau_i, Freq_i, Reg_j) \\ Uoz_i = F(Gau_i, Freq_i, Reg_j) \\ Air_i = F(Freq_i, Reg_j) \\ Egr_i = F(Gau_i, Freq_i, Reg_j) \\ Ads_i = F(Gau_i, Freq_i, Reg_j) \\ Sen_i = F(Freq_i, Reg_j) \\ Pow_i = F(Ign_i, Reg_j) \end{array} \right\} Reg_j^{max}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Gm_{i1} = F(Gau_i, Freq_i, Reg_{j-1}) \\ Uoz_i = F(Gau_i, Freq_i, Reg_{j-1}) \\ Air_i = F(Freq_i, Reg_{j-1}) \\ Egr_i = F(Gau_i, Freq_i, Reg_{j-1}) \\ Ads_i = F(Gau_i, Freq_i, Reg_{j-1}) \\ Sen_i = F(Freq_i, Reg_{j-1}) \\ Pow_i = F(Ign_i, Reg_{j-1}) \end{array} \right\} Reg_{j-1}^{max} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} Gm_{i1} = F(Gau_i, Freq_i, Reg_j) \\ Uoz_i = F(Gau_i, Freq_i, Reg_j) \\ Air_i = F(Freq_i, Reg_j) \\ Egr_i = F(Gau_i, Freq_i, Reg_j) \\ Ads_i = F(Gau_i, Freq_i, Reg_j) \\ Sen_i = F(Freq_i, Reg_j) \\ Pow_i = F(Ign_i, Reg_j) \end{array} \right\} Reg_j^{max}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Gm_{i1} = F(Gau_i, Freq_i, Reg_{j-1}) \\ Uoz_i = F(Gau_i, Freq_i, Reg_{j-1}) \\ Air_i = F(Freq_i, Reg_{j-1}) \\ Egr_i = F(Gau_i, Freq_i, Reg_{j-1}) \\ Ads_i = F(Gau_i, Freq_i, Reg_{j-1}) \\ Sen_i = F(Freq_i, Reg_{j-1}) \\ Pow_i = F(Ign_i, Reg_{j-1}) \end{array} \right\} Reg_{j-1}^{max} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} Gm_{i1} = F(Gau_i, Freq_i, Reg_j) \\ Uoz_i = F(Gau_i, Freq_i, Reg_j) \\ Air_i = F(Freq_i, Reg_j) \\ Egr_i = F(Gau_i, Freq_i, Reg_j) \\ Ads_i = F(Gau_i, Freq_i, Reg_j) \\ Sen_i = F(Freq_i, Reg_j) \\ Pow_i = F(Ign_i, Reg_j) \end{array} \right\} Reg_j^{max}$$

Выход из режима ОМЧВ возможен в режимы ЧН и ПМ при следующих условиях:

$$Rgm_{j-1}^{max} = \begin{cases} 0 < Thr_i < Thr_i^{pow} \Rightarrow Reg_j^{pk} \\ Thr_i > Thr_i^{pow} \Rightarrow Reg_j^{pm} \end{cases}$$

В автомобильных двигателях с впрыском бензина сочетаются два способа управления мощностью двигателя: количественный, при котором управление индикаторной мощностью осуществляется путем изменения циклового наполнения при реализации регулировок рабочего процесса, обеспечивающих максимальную эффективность и выполнении ограничений на токсичность выбросов и качественный, при котором управление индикаторной мощностью двигателя осуществляется за счет изменения состава смеси при практически не изменяющемся цикловом наполнении. Регулировки рабочего процесса, обеспечивающие состав отработавших газов в соответствии с требованиями, предъявляемыми каталитическим нейтрализатором отработавших газов, являются частным случаем количественного способа управления мощностью, хотя в данном случае регулировки и не обеспечиваются максимальной эффективности рабочего процесса. Указанные способы управления мощностью двигателя и определяют наличие двух режимов, в которых это управление реализуется: режима частичных нагрузок ЧН, в котором осуществляется является количественное управление

мощностью двигателя и режима полной мощности ПМ с качественным управлением мощностью.

Режим частичных нагрузок ЧН. Условием режима ЧН является наличие управляющего воздействия в диапазоне, где возможно количественное управление мощностью двигателя:

$$0 < Thr_i < Thr_i^{pow}$$

При этом состояние трансмиссии не имеет значения так как, при включенной трансмиссии и наличии управляющего воздействия на педаль акселератора, водитель осуществляет управление скоростью автомобиля, а при выключенной трансмиссии он управляет частотой вращения коленчатого вала двигателя, то есть, в любом случае, реализуется управление мощностью двигателя.

Вход в режим ЧН возможен из режимов ПУСК, ОМЧВ и ПМ, при необходимости согласования регулировок рабочего процесса:

$$\left\{ \begin{array}{l} Gm_{i1} = F(Freq_i, Freq_{21}) \\ Uoz_i = F(Freq_i) \\ Air_i = F(Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Egr_i = F(Re g_{j-1}) \\ Ads_i = F(Re g_{j-1}) \\ Sen_i = F(Re g_{j-1}) \\ Pow_i = F(Ign_i, Re g_{j-1}) \end{array} \right\}^{Re g_{j-1}^{max}} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} Gm_{i1} = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_j) \\ Uoz_i = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_j) \\ Air_i = F(Freq_i, Re g_j) \\ Egr_i = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_j) \\ Ads_i = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_j) \\ Sen_i = F(Freq_i, Re g_j) \\ Pow_i = F(Ign_i, Re g_j) \end{array} \right\}^{Re g_j^*}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Gm_{i1} = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Uoz_i = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Air_i = F(Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Egr_i = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Ads_i = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Sen_i = F(Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Pow_i = F(Ign_i, Re g_{j-1}) \end{array} \right\}^{Re g_{j-1}^{max}} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} Gm_{i1} = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_j) \\ Uoz_i = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_j) \\ Air_i = F(Freq_i, Re g_j) \\ Egr_i = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_j) \\ Ads_i = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_j) \\ Sen_i = F(Freq_i, Re g_j) \\ Pow_i = F(Ign_i, Re g_j) \end{array} \right\}^{Re g_j^*}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Gm_{i1} = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Uoz_i = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Air_i = F(Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Egr_i = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Ads_i = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Sen_i = F(Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Pow_i = F(Ign_i, Re g_{j-1}) \end{array} \right\}^{Re g_{j-1}^{max}} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} Gm_{i1} = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_j) \\ Uoz_i = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_j) \\ Air_i = F(Freq_i, Re g_j) \\ Egr_i = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_j) \\ Ads_i = F(Ga_{i1}, Freq_i, Re g_j) \\ Sen_i = F(Freq_i, Re g_j) \\ Pow_i = F(Ign_i, Re g_j) \end{array} \right\}^{Re g_j^*}$$

Выход из режима ЧН возможен во все режимы, кроме режима ПУСК, при следующих условиях:

$$Rgm_{j-1}^{ch} = \left\{ \begin{array}{l} Thr_i = 0 \text{ или } Trm_i = 0 \Rightarrow Re g_j^{omch} \\ Thr_i > Thr_i^{pow} \Rightarrow Re g_j^{pm} \end{array} \right.$$

Переход в режим ПМ из режима ЧН, как правило, не зависит от состояния трансмиссии, однако, в случае необходимости, возможно, обусловить переход из режима ЧН в режим ПМ ее включенным состоянием.

Режим полной мощности ПМ. Условием режима ПМ является достижение дроссельной заслонкой такого положения, при котором ее дальнейшее открытие не приводит к увеличению циклового наполнения, а, следовательно, возможности количественного управления мощностью исчерпаны и требуется переход на качественное управление. Естественно, что положение дроссельной заслонки, определяющее предел количественного управления, зависит от частоты вращения коленчатого вала, поскольку от частоты вращения коленчатого вала зависит абсолютная величина расхода воздуха через двигатель, а следовательно, и расходные характеристики дроссельной заслонки  $Thr^{pow} = f(Freq)$ . Условием режима полной мощности является:

$$Thr_i > Thr_i^{pow}$$

Как и в случае режима ЧН, состояние трансмиссии в режиме полной мощности не имеет значения. Вход в режим ПМ возможен из режимов ПУСК, ОМЧВ и ЧН:

$$\begin{aligned} & \left\{ \begin{array}{l} Gmu_i = F(Freq_i, Freq_{j-1}) \\ Uoz_i = F(Freq_i) \\ Air_i = F(Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Egr_i = F(Re g_{j-1}) \\ Ads_i = F(Re g_{j-1}) \\ Sen_i = F(Re g_{j-1}) \\ Pow_i = F(Ign_i, Re g_{j-1}) \end{array} \right\} Re g_{i-1}^{**} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} Gmu_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_j) \\ Uoz_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_j) \\ Air_i = F(Freq_i, Re g_j) \\ Egr_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_j) \\ Ads_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_j) \\ Sen_i = F(Freq_i, Re g_j) \\ Pow_i = F(Ign_i, Re g_j) \end{array} \right\} Re g_j^{**} \\ \\ & \left\{ \begin{array}{l} Gmu_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Uoz_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Air_i = F(Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Egr_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Ads_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Sen_i = F(Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Pow_i = F(Ign_i, Re g_{j-1}) \end{array} \right\} Re g_{j-1}^{**} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} Gmu_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_j) \\ Uoz_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_j) \\ Air_i = F(Freq_i, Re g_j) \\ Egr_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_j) \\ Ads_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_j) \\ Sen_i = F(Freq_i, Re g_j) \\ Pow_i = F(Ign_i, Re g_j) \end{array} \right\} Re g_j^{**} \\ \\ & \left\{ \begin{array}{l} Gmu_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Uoz_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Air_i = F(Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Egr_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Ads_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Sen_i = F(Freq_i, Re g_{j-1}) \\ Pow_i = F(Ign_i, Re g_{j-1}) \end{array} \right\} Re g_{j-1}^{**} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} Gmu_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_j) \\ Uoz_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_j) \\ Air_i = F(Freq_i, Re g_j) \\ Egr_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_j) \\ Ads_i = F(Gau_i, Freq_i, Re g_j) \\ Sen_i = F(Freq_i, Re g_j) \\ Pow_i = F(Ign_i, Re g_j) \end{array} \right\} Re g_j^{**} \end{aligned}$$

Выход из режима ПМ возможен во все режимы, кроме режима ПУСК, при следующих условиях:

$$Rgm_{j-1}^{**} - \left\{ \begin{array}{l} Thr_i = 0 \text{ или } Trm_i = 0 \end{array} \right\} \Rightarrow Re g_j^{**} \\ \left\{ Thr_i = 0 \text{ или } Trm_i = 1 \text{ или } 0 < Thr_i < Thr_i^{pow} \right\} \Rightarrow Re g_j^{**}$$



## 2.4 Методы согласования регулировок рабочего процесса.

Постоянная смена критериев управления рабочим процессом, сопровождающаяся изменением регулировок рабочего процесса, реализуемых в процессе управления, изменение способов управления, приводят к скачкообразному изменению значений параметров управления. Скачки функции управления, связывающей положение педали акселератора с величиной индикаторной мощности и следовательно, при включенной трансмиссии, скоростью автомобиля  $Speed_i = F(Thr_i, Trm, \dots)$ , воспринимаются водителем как нежелательные и должны быть, по мере возможности, устранены. Допустимые значения величины возмущения функции управления зависят от целого ряда факторов, характеризующих автомобиль в целом и могут быть получены только методом экспертной оценки. Однако в данном случае, нас интересуют не их абсолютные значения, а способы их снижения. Существуют три способа решения этой задачи и применение того или иного зависит от места возникновения скачка функции управления в алгоритме управления. Поскольку, задача получения текущих регулировок рабочего цикла включает и необходимость решения вопросов их согласования, то естественно, что согласование регулировок является задачей решаемой диспетчером режимов.

Организация управления рабочим процессом бензинового двигателя базируется на использовании моделей реальных динамических систем двигателя. Смена способов управления и связанная с этим замена используемой динамической модели, применяемой при данном способе управления, вызывает необходимость определения параметров, характеризующих ее начальное состояние. И хотя процедуры, реализуемые при управлении, носят конечный характер, обусловленный дискретностью и точностью представления реальных процессов, то есть, влияние предшествующих состояний динамической модели на достаточно большом временном интервале отсутствует, неопределенные начальные условия, при смене способа управления, приводят к значительным ошибкам в реализации требуемых регулировок. Поэтому, к методам, позволяющим улучшить характеристики управляемости, можно отнести метод *инициализации* параметров управления. Этот метод применяется в том случае, когда значения регулировок параметров управления, поступающих на вход какой либо динамической модели используемой при управлении, не были определены в предыдущем цикле управления. Примером применения данного метода, при управлении рабочим процессом двигателя может служить необходимость инициализации начальных условий в модели, используемой для расчета топливной пленки при возобновлении топливоподачи после ее прекращения в режиме ОМЧВ.

Вторым методом, применяемым для сглаживания процесса протекания регулировок и имеющим большое значение, является *фильтрация* значений параметров управления. Наибольшее распространение в алгоритмах управления рабочим процессом двигателя получили два вида фильтров: линейный аperiodический фильтр вида:

$$p_i = p_{i-1} + k(p_{ax} - p_{i-1})$$

Где:  $p_i$  - отфильтрованное значение параметра в текущем цикле управления,

$p_{i-1}$  - отфильтрованное значение параметра в прошлом цикле управления,

$p_{ax}$  - начальное значение параметра в текущем цикле управления,

$k$  - показатель экспоненты фильтра.

и нелинейный фильтр, ограничивающий скорость изменения параметра:

$$\begin{aligned} p_i &= p_{i-1} - \Delta p \text{ при } p_{i-1} - p_{ax} > \Delta p \\ p_i &= p_{i-1} + \Delta p \text{ при } p_{i-1} - p_{ax} < -\Delta p \\ p_i &= p_{ax} \text{ при } |p_{i-1} - p_{ax}| < \Delta p \end{aligned}$$

Где:  $\Delta p$  - максимальная величина изменения параметра за цикл управления.



Апериодический фильтр, так же как и фильтр, ограничивающий скорость изменения параметра, может быть несимметричными, то есть иметь разные характеристики зависимости от направления вектора изменения входного параметра, например, ограничивать скорость изменения параметра только при его увеличении. В качестве примера использования фильтра, ограничивающего скорость изменения параметра, рассмотрим процесс управления углом опережения зажигания  $U_{OZ}$  при переходе из режима ограничения минимальной частоты вращения в режим частичных нагрузок, вызываемый воздействием на дроссельную заслонку. Величина угла опережения зажигания, в режиме ОМЧВ, определяется выбранными регулировками рабочего процесса и работой регулятора частоты вращения коленчатого вала по углу опережения зажигания и как правило, величина  $U_{OZ}$  в этом случае колеблется в пределах 5-15 град. п.к.в. При нажатии на дроссельную заслонку, система управления рабочим процессом переходит в режим ЧН, реализуя регулировки, отвечающие требованиям обеспечения максимальной экономичности рабочего процесса. При этом, величина  $U_{OZ}$ , определяемая регулировками, может достигать 35 - 45 град. п.к.в. В случае отсутствия процедуры согласования регулировок при изменении режима работы двигателя, быстрое изменение угла опережения зажигания, реализуемое в пределах двух последовательных рабочих ЦИК-1, приводит к резкому изменению величины индикаторного момента и если трансмиссия была включена, к возникновению колебаний трансмиссии и рывкам при движении автомобиля. Избежать нежелательных явлений помогает применение фильтра, ограничивающего скорость изменения угла опережения зажигания. В этом случае возможно ограничить между углом опережения зажигания, реализуемым в двух последовательных рабочих циклах в пределах нескольких градусов, что приводит к плавному изменению величины индикаторной мощности для ряда последовательных рабочих циклов и, следовательно, к улучшению ездовых качеств автомобиля.

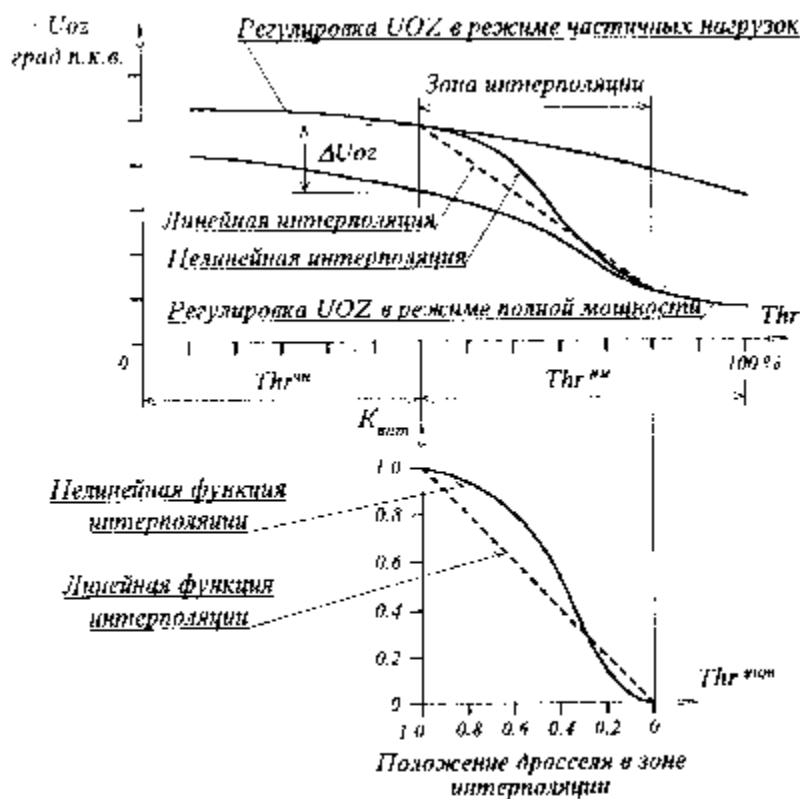


Рис. 2.4.1 Применение интерполяции регулировок при изменении режима управления.

Третьим методом, обеспечивающим сопряжения реализуемых регулировок рабочего процесса, является применение интерполяции. Необходимость в применении интерполяции возникает тогда, когда требуется получить значения регулировок рабочего процесса для условий, не описанных в таблицах регулировок. Поясним это конкретным примером. На рисунке Рис. 2.4.1. показана зависимость угла опережения зажигания  $U_{OZ}$  от величины циклового наполнения  $G_{вц}$  при фиксированной частоте вращения коленчатого вала для регулировок  $U_{OZ}$  в режимах полной мощности и частичных нагрузок. При

открытии дроссельной заслонки и достижения ею положения  $Thr^{nm}$ , соответствующего переходу из режима частичных нагрузок в режим полной мощности, регулировки угла опережения зажигания должны быть изменены. Изменение угла опережения  $\Delta Uoz$ , в этом переходе, сопровождаемое изменением состава смеси, может достигать значительной величины, что приведет к резкому изменению мощности двигателя. Для того бы этого избежать, зону перехода необходимо расширить, исходя из требований сохранения управляемости, то есть, в данном случае, необходимо обеспечить пропорциональность или хотя бы отсутствия обратной зависимости, между изменением положения педали акселератора и изменением скорости автомобиля. Естественно, что это возможно до тех пор пока не достигнута эффективная мощность, соответствующая внешней скоростной характеристике двигателя. При нахождении величины, характеризующей положение дроссельной заслонки  $Thr$  в зоне интерполяции, величина угла опережения зажигания должна изменить свое значение от значения соответствующего регулировке режима частичных нагрузок, при входе в режим полной мощности, до регулировки режима полной мощности, при выходе из зоны интерполяции. Характер изменения параметра регулировок, в данном случае угла опережения зажигания, будет зависеть как от ширины зоны интерполяции так и от функции интерполяции  $f_{инт}$ , определяющей величину коэффициента интерполяции  $K_{инт}$  в зависимости от положения его зоне интерполяции:

$$Uoz_j = Uoz_j^{nm} + K_{инт} (Uoz_j^{mi} - Uoz_j^{nm}),$$

или в общем виде:

$$p_j = p_j^r + K_{инт} (p_j^f - p_j^{r,i}).$$

Где:  $p_j^r$  - начальный параметр регулировок при интерполяции  
 $p_j^{r,i}$  - конечный параметр регулировок при интерполяции

На практике применяются два вида интерполяции отличающиеся характером поведения функции интерполяции. Различают линейную и нелинейную интерполяцию, в зависимости от того, какой функцией описывается поведение коэффициента интерполяции.

## 2.5 Применение интерполяции при описании регулировок рабочего процесса.

Ограниченный объем памяти системы управления рабочим процессом двигателя,

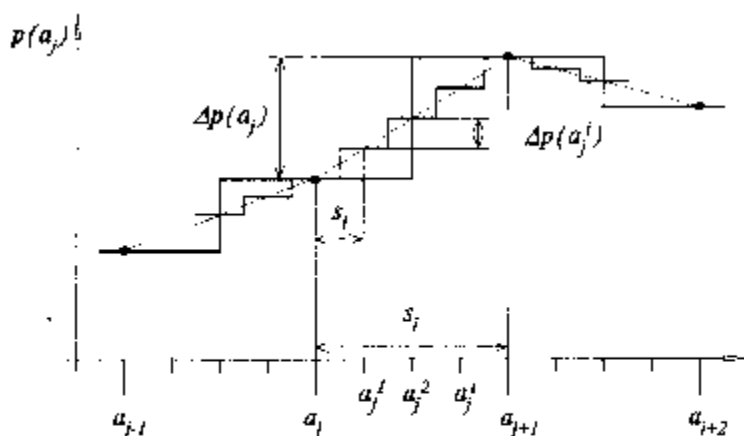


Рис. 2.5.1 Использование линейной интерполяции при расширении данных.

желание расширить набор данных, описывающих регулировки рабочего процесса требует применения методов, позволяющих уменьшить объем информации, хранимой в системе управления. Таким методом, применяемым в современных системах управления рабочим процессом, является интерполяция данных, производимая непосредственно в процессе выполнения алгоритма управления рабочим процессом двигателя.

Перечислим случаи применения методов интерполяции в процессе управления рабочим процессом двигателя, но перед этим поясним причину позволяющую улучшить характеристики системы управления рабочим процессом при ее применении.

Предположим, что для описания регулировок, представляющих линейную зависимость выходного параметра  $p(a_j)$  от входного, используется табличная форма представления данных с узлами в точках  $a_j$ . Тогда, в случае отсутствия интерполяции максимальная погрешность квантования значения выходного параметра, вызванная дискретностью

описания данных составит:  $Err^{max} = \frac{\Delta p(a_j)}{2}$ . При применении линейной интерполяции

между узлами таблицы, погрешность, вносимая квантованием параметров, уменьшается

пропорционально увеличению количества точек интерполяции  $Err^{max} = \frac{\Delta p(a_j)}{2(i+1)}$ .

Максимальное количество точек интерполяции, снижающее погрешность квантования, будет определяться конечной погрешностью, вносимой погрешностью квантования в показатели процесса управления.

Очевидно, что наличие нелинейности в описываемой таблично исходной зависимости ограничивает шаг ее квантования, выбираемый на этапе описания регулировок таким образом, что бы градиент ее изменения в таблице был постоянный. То есть, изменение таблично описываемого параметра между узлами таблицы близко к линейному. Это общее правило обычно выполняется, поэтому применение линейной зависимости в качестве функции интерполяции практически во всех случаях достаточно. На практике интерполяция применяется при вычислении регулировок описывающих состав смеси, угол опережения зажигания, базовое цикловое наполнение и так далее. При использовании линейной интерполяции, количество точек в таблице описания большинства регулировок, может быть не более 32, для одномерных таблиц и 256, для двумерных. При этом количество точек интерполяции также незначительно и на практике не превышает 16.

---

Параметры, характеризующие состояние двигателя и условия протекания рабочего цикла, называются *условиями протекания рабочего цикла*, а управляемые параметры называются *регулируемыми параметрами рабочего цикла*.

Задача, решаемая системой управления рабочим процессом двигателя, заключается в формировании регулировок рабочего цикла соответствующих условиям его протекания и значениям командных параметров системе управления.

*Режимной областью* называется область существования первичных управляющих параметров рабочего цикла, циклового наполнения и частоты вращения коленчатого вала двигателя.

*Режимной точкой* называется некоторая, достаточно ограниченная часть режимной области, показатели рабочего процесса в которой обобщают ряд последовательных реализации рабочих циклов и характеризуется статистическими оценками как в плоскости координат так и функций.

Каждому единичному рабочему циклу можно поставить в соответствие последовательность рабочих циклов с такими же условиями протекания и регулировками, что и данный рабочий цикл. Это соответствие определяет понятие *сходственности*, поэтому, с принятой точки зрения, речь может идти о *сходственных установившихся условиях*, регулировках и показателях рабочего цикла.

Под **режимом работы двигателя** будем понимать сочетание командных параметров, параметров характеризующих состояние двигателя и параметров, определяемых состоянием трансмиссии автомобиля, объединенных общей целью в стратегии управления и общими критериями эффективности рабочего процесса.

Организация управления рабочим процессом на различных режимах работы двигателя, а также, согласование параметров рабочего процесса при изменении режима, требует реализации определенной алгоритмической процедуры выполняющей эти действия. Эта алгоритмическая процедура называется *диспетчером режимов работы двигателя*

Функции диспетчера режимов заключаются в *идентификации режима работы двигателя; в выборе способа управления* рабочим процессом, реализуемого как в рамках, так и вне зависимости от конкретного режима; *в формировании регулировок рабочего процесса*, соответствующих условиям его протекания и значениям командных параметров системе управления рабочим процессом двигателя *в согласовании регулировок рабочего процесса* при изменении режима работы двигателя или изменении положения режимной точки.

### **РАСЧЕТ ЦИКЛОВОГО НАПОЛНЕНИЯ**

#### **3.1. Характеристики впускной системы двигателя.**

Возможность осуществлять подачу топлива, без использования энергии, поступающего в двигатель воздуха, предоставляемая системой управления рабочим процессом двигателя, позволяет ограничить требования, предъявляемые к впускной системе двигателя требованием обеспечить максимально эффективные показатели двигателя, достигается за счет применения решений позволяющих повысить цикловое наполнение двигателя. Желание получить максимальное цикловое наполнение в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала, приводит к созданию систем газодинамического наддува с изменяемой геометрией впускной системы. Управление геометрическими параметрами впускной системы, в сочетании с изменением параметров системы газораспределения, дает возможность управлять величиной циклового наполнения двигателя и следовательно, характером протекания крутящего момента двигателя. Необходимые газодинамические характеристики впускной системы могут быть получены при применении впускных патрубков значительной длины и ресивера большого объема. Выбор геометрических характеристик этих элементов диктуется необходимостью смещения резонансных колебаний потока воздуха во впускных патрубках, создающих избыточное давление у впускного клапана в момент завершения такта впуска и тем самым повышающих цикловое наполнение двигателя. С целью расширения диапазона частот при которых возможны резонансные колебания, используют дроссельные заслонки или золотниковые механизмы позволяющие изменять геометрию впускной системы в процессе работы двигателя.

Впускная система современных бензиновых двигателей состоит из нескольких элементов, наиболее сложным из которых является дроссельный узел. Конструкция дроссельного узла должна удовлетворять нескольким противоречивым требованиям. Это, прежде всего, наличие достаточного проходного сечения, выбираемого из условия получения максимально допустимых газодинамических потерь при максимальном расходе воздуха двигателем. Выполнение этого требования приводит к тому, что при наличии проходного сечения, достаточного для максимальных расходов воздуха, угол открытия дроссельной заслонки, обеспечивающий получение максимального наполнения при минимальной рабочей частоте вращения коленчатого вала двигателя, не превышает 20 градусов. С точки зрения характеристик управляемости автомобиля, это неприемлемо, поскольку не позволяет водителю достаточно уверенно управлять автомобилем в случае работы двигателя в области низких частот вращения коленчатого вала, где абсолютные значения расхода воздуха относительно невелики. Отсюда вытекает требование к линейности передаточной характеристики дроссельного узла, то есть требование обеспечения пропорциональности между положением педали акселератора и мощностью развиваемой двигателем, выполняемое во всем диапазоне изменения положения дроссельной заслонки.

Обеспечить приемлемую линейность передаточной характеристики дроссельного узла помогают различного рода нелинейные механические звенья, связывающие педаль акселератора и дроссельную заслонку двигателя. Но более перспективным путем является применение электрически управляемых исполнительных устройств при полностью или частично отсутствующей кинематической связи между педалью акселератора и дроссельной заслонкой. Это решение позволяет не только получить нужную передаточную характеристику, связывающую положение педали акселератора и дроссельной заслонки, но и применить более эффективные способы управления рабочим процессом двигателя. Применение электрически управляемой дроссельной заслонки в настоящее время ограничено из за ее высокой стоимости, но применение более простого исполнительного устройства, регулятора дополнительного воздуха (РДВ), является



обязательным. Регулятор дополнительного воздуха устанавливается параллельно основному дроссельному узлу и предназначен для регулирования циклового наполнения на режимах ОМЧВ и ЧН и для ограничения скорости изменения циклового наполнения при открытии дроссельной заслонки.

### 3.2 Цикловое наполнение

Величина циклового наполнения  $G_{вц}$  [мг/цикл] характеризует количество воздуха поступившего в цилиндр двигателя в процессе впуска, является одним из первичных управляющих параметров, определяющим возможный характер протекания рабочего цикла. Цикловое наполнение можно определить как количество воздуха, поступившего в цилиндр двигателя из впускной системы в конкретном рабочем цикле или при установившемся положении режимной точки, пренебрегая неравномерностью распределения воздуха по цилиндрам двигателя, как долю одного цилиндра в общей массе воздуха  $M_{гв}$  поступившей в цилиндры двигателя за рабочий цикл, соотнесенную с тактностью работы двигателя:

$$G_{вц} = \frac{M_{гв} \cdot i}{1,2 \cdot n} \cdot 10^4.$$

Где  $i$  - тактность двигателя;

$n$  - частота вращения коленчатого вала двигателя [мин<sup>-1</sup>]

Погрешность определения циклового наполнения и прежде всего при изменении управляющего воздействия на орган управления двигателем, является наиболее важной характеристикой системы управления рабочим процессом. В этом случае, в качестве критерия приемлемости достигнутой погрешности измерения циклового наполнения выступают общие требования к качеству управления рабочим процессом объединяемые критерием допустимой погрешности.

При анализе газодинамических процессов во впускной системе двигателя, для факторов влияющих на величину циклового наполнения, необходимо уточнить формулировки некоторых понятий и определений. Под *условиями на впуске* будем понимать среднюю величину давления  $P_{вп}$  и значение температуры во впускной системе двигателя  $T_{вп}$ , определенные на интервале равном угловой доле такта впуска данного цилиндра в рабочем цикле двигателя. Под *коэффициентом наполнения*  $\eta_v$  будем понимать долю рабочего объема двигателя, которую занимает свежий заряд при давлении  $P_{вп}$  и температуре газов  $T_{вп}$  в цилиндре двигателя, соответствующих условиям на впуске. Практически, коэффициент наполнения в такой интерпретации может быть определен экспериментально с достаточно высокой точностью при работе двигателя с полностью открытой дроссельной заслонкой и условиями на впуске, приведенными к атмосферным, учитывая, что противодавление отработавших газов незначительно отличается от атмосферного. В расчетах принимается гипотеза о независимости коэффициента наполнения от условий на впуске.

Для анализа влияющих на величину циклового наполнения факторов, воспользуемся выражением коэффициента наполнения  $\eta_v$  в четырехтактных двигателях:

$$G_{вц} = V_h \cdot \rho_{вп} \cdot \frac{T_{вп}}{T_{вп} + \Delta T} \cdot \frac{\phi I}{k \cdot (\varepsilon - 1)} \cdot \frac{P_a}{P_{вп}} \cdot \left( \varepsilon - \frac{P_r}{P_a} + (k - 1) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \mu_v \right)$$

Где:  $\rho_{вп}$  - плотность воздуха во впускной системе;

$\Delta T$  - изменение температуры воздуха при впуске;

$\phi I$  - коэффициент дозарядки;

$P_a$  - давление конца впуска;

$k$  - коэффициент адиабаты;

$P_r$  - давление остаточных газов;

$\mu_v$  - коэффициент работы наполнения.

Как видно из уравнения, на цикловое наполнение оказывают влияние как конструктивные параметры двигателя и выпускной системы, так и внешние условия, определяющие условия на впуске и противодавление отработавших газов. Кроме этого,

имеет значение и характер протекания предыдущего рабочего цикла, так как именно он определяет состояние отработавших газов заполняющих камеру сгорания в начале такта.

В качестве факторов, влияющих на цикловое наполнение обычно рассматривается температура, объем и давление остаточных газов, зависящие от противодавления на пуске и степени их перетекания во впускную систему при перекрытии клапанов; температура и давление воздуха на впуске, определяемые газодинамическими процессами и условиями теплообмена поступающего воздуха с деталями впускной системы и переточными газами; действительная степень сжатия, обусловливаемая фазами газораспределения и степенью газодинамического наддува; состав остаточных газов и так далее. Большинство параметров, определяющих цикловое наполнение, не может быть измерено непосредственно даже в лабораторных условиях. Большинство этих факторов не могут быть определены в процессе управления рабочим процессом двигателя и могут менять свое значение во время эксплуатации автомобиля, поэтому задача построения модели, позволяющей определить цикловое наполнение на основании ограниченного количества имеющейся в распоряжении достоверной информации, становится особенно актуальной.

Как видно из представленного уравнения, параметрами, определяющими цикловое наполнение, которые можно непосредственно измерить, являются только давление  $P_{вп}$  и температура  $T_{вп}$  на впуске. Кроме них, на цикловое наполнение непосредственно влияет и частота вращения коленчатого вала двигателя  $n$ , поскольку изменение температуры воздуха при впуске  $\Delta T$ , коэффициент дозарядки  $\phi_1$ , давление остаточных газов  $P_r$  и коэффициент работы наполнения  $\mu_v$  непосредственно зависят от нее. Следовательно, цикловое наполнение можно выразить как:

$$G_{вц} = f(P_{вп}, T_{вп}, n, \dots)$$

При этом, однако, остается открытым вопрос о том, что принять в качестве оценки параметров  $P_{вп}$ ,  $T_{вп}$  и  $n$ , руководствуясь, при этом, критерием допустимой погрешности измерения  $G_{вц}$ . С этим вопросом тесно связана задача выявления конструктивных и эксплуатационных факторов, влияющих на результат измерения циклового наполнения двигателя и что не менее важно, необходимость разработки методик адаптации регулировок системы управления.

К вопросу использования косвенных методов измерения циклового наполнения, использующих в качестве первичной информации величину абсолютного давления во впускной системе двигателя мы вернемся позже, а начнем анализ методов измерения циклового наполнения с обсуждения способа, использующего результаты прямого измерения количества воздуха прошедшего через датчик массового расхода воздуха установленный во впускной системе.

### **3.3. Термоанемометрический датчик массового расхода воздуха.**

В качестве источника информации о величине циклового наполнения двигателя в системах управления рабочим процессом нашли широкое применение термоанемометрические датчики массового расхода воздуха. Принцип действия термоанемометра основан на зависимости величины теплоотдачи от скорости движения обтекающей нагретое тело среды. В качестве нагретого тела применяется тонкая вольфрамовая или платиновая нить или токопроводящее покрытие, нанесенное на полимерную пленку.

Как правило, в качестве датчиков массового расхода воздуха применяются термоанемометры сопротивления, в которых в поток воздуха помещается чувствительный элемент, нагреваемый электрическим током и выполняющий функции термосопротивления. Обычно используются измерительные системы, в которых поддерживается постоянный перепад между температурой чувствительного элемента и температурой проходящего через датчик воздуха, а температура проходящего через датчик воздуха измеряется встроенным в датчик термосопротивлением. В этом случае, выходной сигнал датчика пропорционален току идущему на нагрев чувствительного элемента.

Уравнение теплового равновесия, определяющее температуру чувствительного элемента, имеет вид:

$$\dot{I}R = \alpha F(t_m - t_s) = \alpha F \Delta t$$

Где:  $t_m$  - температура чувствительного элемента датчика;

$t_s$  - температура потока воздуха;

$\alpha$  - коэффициент теплоотдачи, Вт/(см<sup>2</sup> \* °C);

$I$  - ток через чувствительный элемент датчика;

$F$  - поверхность теплопередачи, см<sup>2</sup>;

$R$  - сопротивление чувствительного элемента датчика.

Точность реализации теоретической зависимости определяется тем, насколько удастся свести к нулю потери тепла чувствительным элементом, за исключением тепла, переданного конвекцией. Поэтому на практике, зависимость сигнала датчика от величины массового расхода воздуха описывается зависимостью:

$$Adc(G_B) = A_0 + G_B^n$$

Где:  $Adc(G_B)$  - выходной сигнал датчика массового расхода воздуха;

$A_0, n$  - эмпирические коэффициенты.

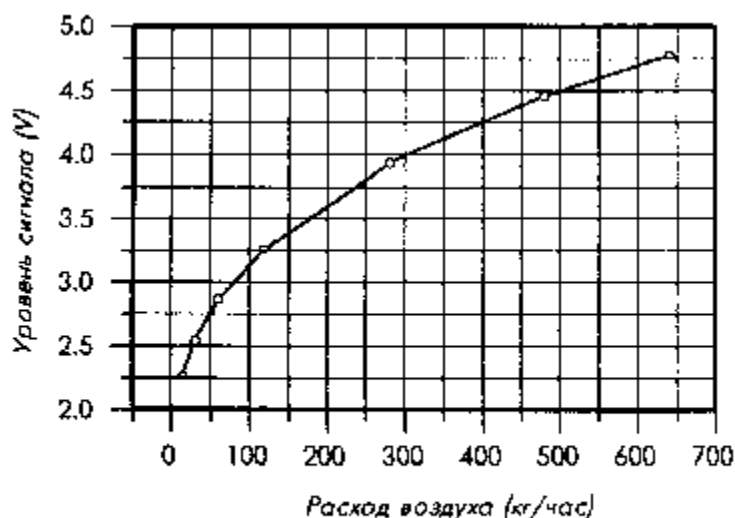


Рис. 3.3.1 Зависимость выходного напряжения датчика от величины массового расхода воздуха.

Как следует из принципа действия термоанемометрического датчика, его сигнал пропорционален количеству энергии переданной от его чувствительного элемента в окружающую среду. Следовательно, сигнал датчика пропорционален во первых, величине массового расхода воздуха, поскольку теплопередача от чувствительного элемента датчика зависит от физических характеристик окружающей среды, что позволяет автоматически учитывать плотность и температуру проходящего через датчик воздуха.

Во вторых, сигнал датчика пропорционален мгновенному (естественно, с учетом тепловой инерционности чувствительного элемента и постоянной времени цепей управления нагревом нити) значению величины рассеиваемой энергии, а, следовательно, и мгновенному значению расхода воздуха и, что-то же самое, скорости потока воздуха через датчик. Следует отметить, что все современные термоанемометрические датчики, применяемые в системах управления рабочим процессом двигателя, имеют весьма высокое быстродействие, обеспечивающее регистрацию пульсаций потока воздуха с частотой до сотен Герц.

### 3.4 Использование термоанемометрического датчика для измерения расхода воздуха

Поскольку сигнал термоанемометрического датчика массового расхода воздуха характеризует скорость потока воздуха через датчик, то для вычисления прошедшей через датчик массы воздуха  $M_{GB}$  необходимо применение интегральной оценки вида:

$$M_{GB} = \int_{t_1}^{t_2} G_B \cdot (U_{GB}(t)) dt.$$

Где:  $G_B(U_{GB}(t))$  - регистрируемое датчиком мгновенное значение расхода воздуха;

$t_1-t_2$  - интервал измерения массы воздуха.

Использование, при интегрировании, функции  $G_6(U_{GB}(t))$ , определяющей мгновенный расход воздуха, а не непосредственное значение сигнала термоанемометрического датчика массового расхода, вызвано наличием существенной нелинейности передаточной характеристики, сказывающейся при работе датчика в условиях значительных колебаний скорости потока воздуха, проходящего через датчик. То есть, при колебаниях скорости потока оценка воздуха, вычисленная как мгновенных значений оценок воздуха не равна массе воздуха, вычисленной как функция среднего значения сигнала датчика на интервале измерения массы воздуха:

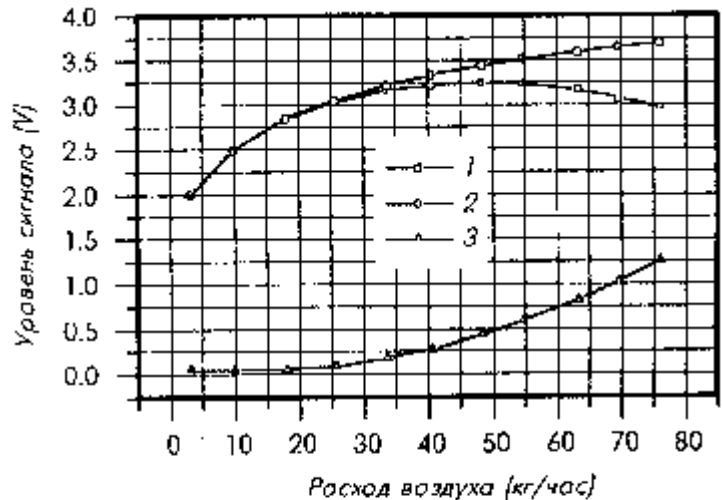


Рис. 3.4.1 Влияние амплитуды колебаний скорости потока через датчик массового расхода воздуха на выходное напряжение датчика.  
Выходное напряжение датчика при наличии колебаний (кривая 1), при отсутствии колебаний (кривая 2); амплитуда колебаний сигнала датчика (кривая 3).

$$\int_{t_1}^{t_2} G_6(U_{GB}(t)) dt \neq G_6 \left( \frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_2} U_{GB}(t) dt \right)$$

Где: -среднее значение напряжения датчика на измерении массы воздуха;

$$\frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_2} U_{GB}(t) dt \quad \text{интервале}$$

$t_1-t_2$  -интервал измерения массы воздуха.

Поэтому, до выполнения операции интегрирования необходимо выполнить процедуру *линеаризации* исходного сигнала датчика. В качестве иллюстрации степени влияния нелинейности передаточной характеристики датчика на результат измерения, рассмотрим зависимость среднего уровня сигнала датчика массового расхода воздуха от потока воздуха через него при наличии или отсутствии колебаний потока. Связь между изменениями расхода воздуха и амплитудой его колебаний выбрана на основании эмпирических данных, полученных в реальных условиях при установке датчика на двигатель. Из рисунка (Рис. 3.4.1) видно, что наличие колебаний потока, даже небольшой амплитуды, приводит к значительным отклонениям средней величины напряжения датчика от напряжения, соответствующего действительному расходу воздуха.

Системы управления рабочим процессом двигателя осуществляют управление, используя при вычислениях цифровую форму представления информации. В этом случае, интегральная оценка массы прошедшего через датчик воздуха имеет вид:

$$\dot{I}g\hat{a} = \sum_{i=1}^{i=n} Air(Ads(G\hat{a}))_i \cdot \Delta t$$

Где:  $Ads(G\hat{a})_i$  – измеренное при опросе напряжение датчика;

$Air(Ads(G\hat{a}))_i$  – значение расхода воздуха, регистрируемое датчиком на интервале опроса;

$\Delta t$  – продолжительность интервала опроса;

$n$  – количество опросов на интервале измерения расхода воздуха.

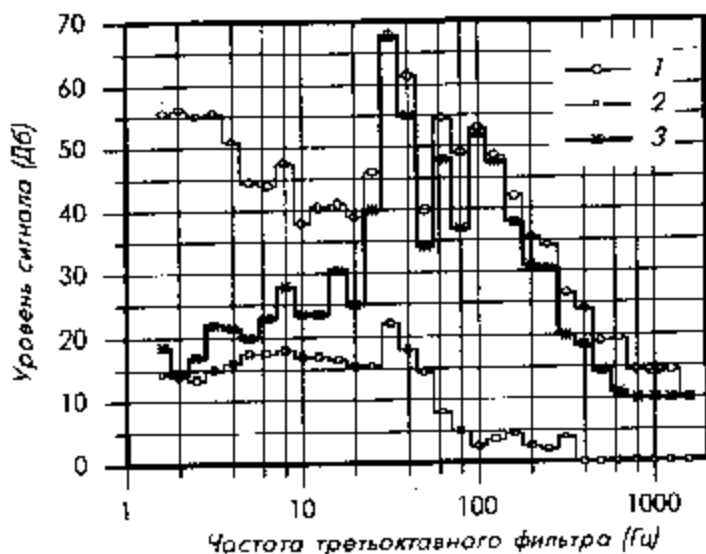


Рис. 3.4.2 Спектральная плотность колебаний сигнала датчика массового расхода воздуха при открытии дроссельной заслонки (кривая 1), при закрытой дроссельной заслонке (кривая 2) и при открытой дроссельной заслонке (кривая 3) ( $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ , время открытия дроссельной заслонки 0.2 с, максимальные значения при времени усреднения 1/32с)

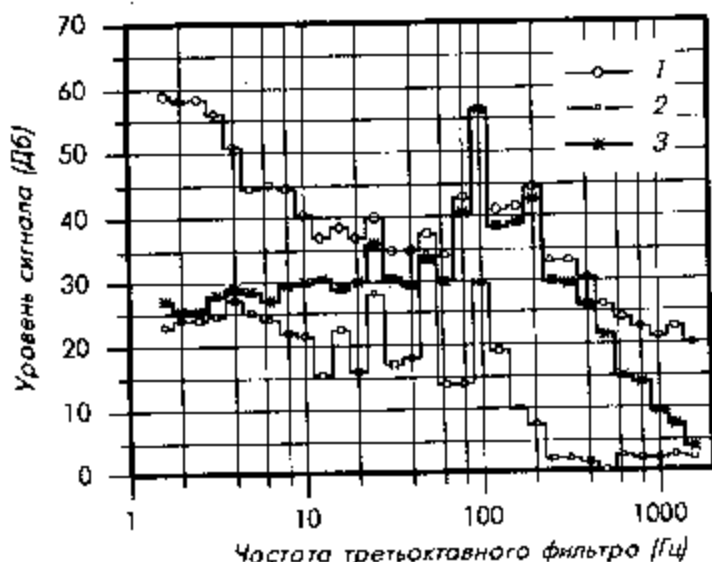


Рис. 3.4.3 Спектральная плотность колебаний сигнала датчика массового расхода воздуха при открытии дроссельной заслонки (кривая 1), при закрытой дроссельной заслонке (кривая 2) и при открытой дроссельной заслонке (кривая 3) ( $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ , время открытия дроссельной заслонки 0.2 с, максимальные значения при времени усреднения 1/32с)

незначительную величину (кривая 2). В спектре колебаний выделяются частоты кратные частоте рабочего цикла. Полное открытие дроссельной заслонки существенно изменяет характер колебаний потока воздуха. Возникают интенсивные колебания с частотой следования тактов впуска заполненные широким спектром гармоник, регистрируемых датчиком в полосе частот до 1000 Гц. Эти колебания вызваны процессами заброса остаточных газов во впускную систему при открытии впускного клапана, наполнения, дозарядки и обратного выброса смеси из цилиндра в конце такта впуска. Однако наибольший интерес, представляет характер колебаний потока воздуха через датчик, вызванных открытием дроссельной заслонки, поскольку именно в этом случае, спектральные характеристики сигнала будут определять требования к динамическим

Преобразование формы представления сигнала из аналоговой в цифровую, требует подбора параметров процесса квантования исходного сигнала и его предимпульсной фильтрации, для чего необходимо провести анализ его спектральных характеристик. Рассмотрим этот вопрос более подробно и начнем с анализа спектральных характеристик сигнала датчика массового расхода воздуха установленного во впускной системе автомобиля (Рис. 3.4.2, Рис. 3.4.3) полученных для разных частот вращения коленчатого вала двигателя. Экстраполируя результаты анализа спектра колебаний сигнала датчика на спектр колебаний потока воздуха через датчик, следует учитывать искажения, вносимые самим датчиком и связанные как с характером протекания его частотной характеристики, так и с нелинейными искажениями, вызванными нелинейностью его передаточной функции. Тем не менее, в интересующей нас спектральной области этими искажениями можно пренебречь и результаты спектрального анализа колебаний сигнала датчика массового расхода воздуха могут рассматриваться как характеристики колебаний потока воздуха через датчик.

При работе двигателя на холостом ходу с закрытой дроссельной заслонкой, амплитуда колебаний потока воздуха через датчик имеет



характеристикам процедуры обработки сигнала датчика массового расхода воздуха. Поскольку, при получении спектральных характеристик в процессе открытия дроссельной заслонки, регистрировались максимальные значения спектра колебаний сигнала, а интенсивность колебаний во всей спектральной области выше при открытой дроссельной заслонке, то зарегистрированная спектральная плотность (кривая 1) будет соответствовать максимальным значениям амплитуды колебаний для этих двух случаев. Сопоставив имеющиеся спектральные характеристики можно сделать весьма важный вывод о том, что *колебания потока воздуха через датчик массового расхода, вызванные изменением положения дроссельной заслонки, сосредоточены в полосе частот ниже 20 Гц.*

Полученные результаты полностью подтверждают сформулированные ранее требования к быстродействию системы управления рабочим процессом двигателя, основанные на анализе спектральных характеристик колебаний абсолютного давления во впускной системе двигателя. Следовательно, колебания сигнала датчика с частотой более 20 Гц не имеют прямой связи с величиной расхода воздуха через датчик и могут рассматриваться как помеха. Этот вывод имеет очень большое значение, поскольку позволяет сформулировать требования к частотным характеристикам канала обработки сигнала датчика массового расхода воздуха, а именно, канал должен обеспечивать вырезание из сигнала датчика массового расхода воздуха спектральных составляющих сигнала в полосе частот  $0 \div 20$  Гц.

Для выбора частоты опроса датчика массового расхода воздуха используем выводы полученные на основании анализа спектральных характеристик колебаний его сигнала и предпосылки, вытекающие из общих требований к методам дискретизации. Поскольку информация, характеризующая величину расхода воздуха лежит в частотном диапазоне 0-20 Гц, то частота среза предимпульсного фильтра (с учетом возможной погрешности изготовления его элементов) должна составлять около 30 Гц. Как правило, в качестве предимпульсного фильтра применяется активный апериодический фильтр с крутизной бдБ на октаву, что обеспечивает получение сигнала на -18 дБ на частоте 240 Гц. Учитывая, что уровень спектральных составляющих колебаний сигнала датчика массового расхода на этой частоте ниже уровня спектральных составляющих, несущих информацию об изменении циклового наполнения на 25-30 дБ и еще более снижается по мере увеличения частоты, можно утверждать, что практически вся энергия колебаний сигнала датчика массового расхода воздуха поступающих на АЦП системы управления, сосредоточена в полосе частот до ??Гц. Воспользовавшись критерием Котельникова в качестве минимально возможной частоты дискретизации входного сигнала примем частоту опроса сигнала датчика частоту не менее чем в два раза превышающую максимальную частоту в спектре квантуемого сигнала, равной 480 Гц.

Учитывая, что минимальная частота вращения коленчатого вала, при которой должна быть обеспечена удовлетворительная точность измерения массового расхода воздуха, для современных двигателей не ниже  $500 \text{ мин}^{-1}$ , то для принятой частоты опроса датчика, угловой интервал опроса должен составлять около 6 град. п.к.в. Уменьшение этого интервала, не давая выигрыша в точности измерения сигнала датчика, приводит к значительному увеличению затрат на хранение и обработку получаемой информации.

Поскольку в спектре колебаний сигнала датчика массового расхода воздуха присутствуют колебания значительной интенсивности с частотой, совпадающей или кратной частоте следования тактов впуска и не несущие непосредственной информации о цикловом наполнении, алгоритм обработки сигнала датчика должен включать в себя фильтр, подавляющий частоты выше 20 Гц и особенно кратные частоте следования тактов впуска. Очевидно, что этот фильтр должен иметь изменяемую частотную характеристику определяемую частотой вращения коленчатого вала двигателя. Реализация такого фильтра в аналоговом виде возможна, однако требует значительных аппаратных затрат и поэтому целесообразно обратить внимание на его цифровую реализацию.

Естественно, что любая процедура обработки сигнала, связанная с интегрированием, изменяет его временные и спектральные характеристики. То есть, сама процедура интегрирования величины мгновенного расхода воздуха с целью получения оценки



необходимой для расчета цикловой массы можно достичь, оптимизируя не только параметры опроса входного сигнала, но и выбирая систему координат «лежащую в плоскости» данного процесса. В случае обработки сигнала датчика массового расхода, такой «плоскостью» будет угловое положение коленчатого вала двигателя. Действительно, параметры процедуры вычисления интегральной оценки массы воздуха определяются частотой вращения коленчатого вала или, что то же самое, изменением положения коленчатого вала во времени, а момент использования результата вычисления определяется только его положением. Поэтому, синхронизировав вычислительную процедуру с изменением положения коленчатого вала можно добиться значительного сокращения требуемого алгоритма вычислений. Например, реализовать цифровой фильтр с автоматически перестраиваемой частотной характеристикой, так как в этом случае плечо фильтра будет вычисляться непосредственно частотой вращения коленчатого вала двигателя, оставаясь постоянным в координатах углового положения коленчатого вала. В этом случае, интегральная оценка массы воздуха прошедшего через датчик будет иметь вид:

$$G_{\text{цикл}} = \frac{k_m}{l} \cdot T_i \cdot \sum_{j=1}^{j=l} \text{Air}(\text{Adc}(G\theta))_j,$$

Где:  $T_i$  - длительность плеча фильтра,

$l$  - количество опросов датчика на плече фильтра,

$k_m$  - масштабирующий коэффициент.

Рассмотрим алгоритм вычисления цикловой массы воздуха .Рис.(3.4.6). Действия, предусмотренные алгоритмом, выполняются синхронным процессором, поэтому синхронизированы с угловым положением коленчатого вала двигателя. Инициализация опроса и последующая процедура обработки сигнала датчика массового расхода воздуха осуществляется системой угловой синхронизации при изменении положения коленчатого вала и повторяется каждые 6 градусов. В момент опроса датчика  $\text{Adc}(G\theta)_i$  регистрируются значения абсолютного времени  $T_i$  необходимые для вычисления длительности плеча фильтра  $T_{li}$ . Полученные квантованные значения сигнала датчика массового расхода линеаризуются с помощью вектора, описывающего связь между квантованной величиной сигнала датчика и соответствующим этой величине, значением массового расхода воздуха через датчик  $\text{Air}_i = f(\text{Adc}(G\theta))$ . Затем, линеаризованные значения сигнала датчика буферизируются в кольцевом буфере с длиной равной количеству опросов приходящихся на один цилиндр двигателя. Заключительным действием является вычисление величины цикловой массы воздуха. Эта вычислительная процедура не является рекурсивной, поэтому может выполняться не при каждой инициализации алгоритма системой угловой синхронизации, а только тогда, когда в процессе управления рабочим процессом необходима информация о величине циклового расхода.

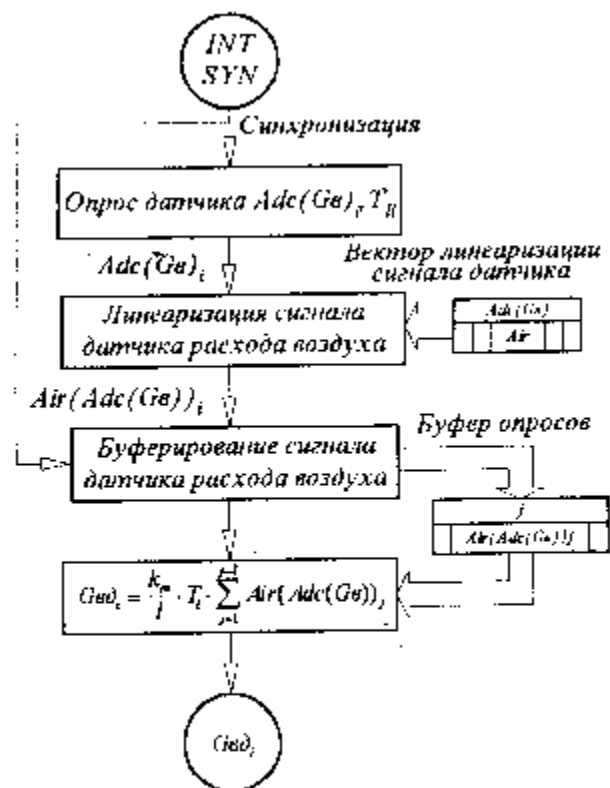


Рис. 3.4.6 Алгоритм вычисления массы воздуха прошедшего через датчик за время рабочего цикла двигателя и приходящейся на один цилиндр.

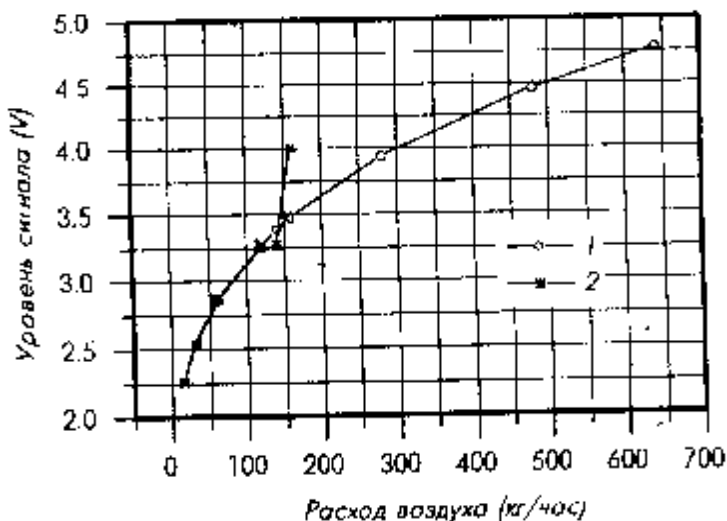


Рис. 3.5.1 Зависимость выходного напряжения датчика от величины массового расхода воздуха (1- статическая характеристика датчика; 2- показания датчика установленного во впускной системе двигателя,  $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ )

проблемы и методы их решения подробнее. Рассмотрим характер изменения сигнала датчика массового расхода воздуха в зависимости от положения дроссельной заслонки (Рис. 3.5.1). До тех пор, пока изменение расхода воздуха, вызванное открытием дроссельной заслонки, не приводит к возникновению существенных колебаний потока воздуха через датчик, уровень выходного сигнала датчика соответствует его статической передаточной характеристике. По мере открытия дроссельной заслонки, во впускной системе возникают колебания давления, приводящие к колебаниям потока воздуха в месте установки датчика. Снижение демпфирующих свойств дроссельной заслонки, по

мере ее открытия, приводит к увеличению амплитуды колебаний скорости, вплоть до изменения

направления его движения в месте установки датчика

массового расхода воздуха. В этом случае нарушаются условия теплопередачи от чувствительного

		Freq (min-1)															
		440	520	640	800	1000	1280	1600	1920	2280	2680	3160	3640	4180	4720	5380	6000
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
8	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
11	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0
12	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0
13	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0
14	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0
15	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0
16	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	0
17	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0
18	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0
19	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1

Рис. 3.5.2 Зоны выбора алгоритма вычисления массового расхода воздуха. Реальная область в координатах частота вращения - положение дроссельной заслонки (Freq-Thr); (0), (1+32) - зоны использования показаний датчика; (1+32) - зона вычисления коэффициента барометрической коррекции; (-1) - зона использования базового цикловой массы воздуха  $G_{\text{баз}}$ .

ного элемента датчика в окружающую среду, что приводит к искажению связи между расходом воздуха через датчик и величиной его сигнала. Обычно, зона, в которой нарушается работа термоанемометрического датчика массового расхода воздуха, занимает до четверти режимной области (область (-1) на Рис. 3.5.2).

Отсутствие достоверной информации о расходе воздуха, получаемой от датчика, требует применения специальных методов вычисления цикловой массы воздуха. Для этой цели воспользуемся описанием цикловой массы воздуха представленной в табличной форме в координатах частота вращения коленчатого вала – положение дроссельной заслонки:



$$G_{\text{вд}} = f(\text{Freq}, \text{Thr}).$$

Следует заметить, что применение для описания параметров и регулировок рабочего процесса

двигателя  
табличной  
формы  
представле-  
ния данных,  
является  
часто един-  
ственным воз-  
можным  
способом,  
ввиду их  
значительной  
нелинейности  
поэтому  
невоз-  
можности, на

Freq (MIN-1)															
440	520	640	800	1000	1280	1600	1920	2280	2680	3180	3840	4160	4720	5360	6000
130	128	115	86	112	104	80	67	58	51	43	48	53	61	81	81
187	183	147	125	138	115	91	75	61	53	51	51	53	53	53	53
253	224	200	173	180	141	123	104	85	69	72	69	61	53	53	53
320	298	268	248	268	178	160	141	117	107	112	104	80	72	67	59
378	363	341	317	283	229	200	182	178	168	180	141	120	93	81	83
411	408	397	379	349	304	269	267	251	237	200	182	162	141	136	131
428	435	429	421	397	371	333	333	320	307	251	235	205	200	200	195
435	437	437	435	424	421	392	382	369	368	312	299	267	269	267	269
440	440	440	440	440	448	435	432	445	435	389	368	352	341	339	331
440	440	440	440	448	481	464	458	475	480	451	432	421	413	411	405
445	445	445	445	445	489	483	489	496	509	496	489	491	484	484	459
445	445	445	445	451	489	493	489	501	531	517	512	533	504	504	504
445	445	445	445	451	489	498	489	501	538	515	520	549	520	520	520
445	445	445	445	451	489	501	489	501	538	520	520	549	520	520	520
445	445	445	445	451	489	501	489	501	538	520	520	549	520	520	520
445	445	445	445	451	489	501	489	501	538	520	523	549	520	520	520

3.5.3 Таблица базовой цикловой массы воздуха  $G_{\text{вд}}$ . Режимная область в координатах частота вращения - положение дроссельной заслонки (Freq-Thr)

практике, нахождения и использования аналитической формы их представления.

В том случае, когда использование показаний датчика массового расхода невозможно (область (-1) на Рис. 3.5.2), цикловая масса воздуха может быть определена как табличная функция частоты вращения коленчатого вала и положения дроссельной заслонки, непосредственно из таблицы содержащей значения цикловой массы воздуха  $G_{\text{вд}}$ . Величина цикловой массы воздуха, описанная в таблице, должна быть получена при проведении адаптационных работ производимых, как правило, в нормальных атмосферных условиях. Однако при эксплуатации автомобиля, атмосферные условия могут изменяться, что приводит к рассогласованию действительного расхода воздуха двигателем и вычисленного на основании имеющихся табличных данных. К факторам определяющим величину рассогласования действительной и табличной цикловой массы воздуха можно отнести величину атмосферного давления  $P_{\text{атм}}$ , температуры поступающего в двигатель воздуха  $T_{\text{вп}}$  и его влажность  $H_{\text{вп}}$ . Эти факторы могут быть совокупно объединены в один коэффициент, называемый коэффициентом барометрической коррекции:  $K_{\text{Гвд}} = f(P_{\text{атм}}, T_{\text{вп}}, H_{\text{вп}})$ . Поскольку, коэффициент барометрической коррекции характеризует отклонение величины табличной цикловой массы от действительной, то его величина может быть определена непосредственно в процессе работы двигателя в зонах режимной области, где показания датчика массового расхода достоверны (область (1-32) на Рис.3.5.2).

При определении зоны, в которой значение цикловой массы воздуха, полученное путем обработки сигнала датчика массового расхода воздуха используется для вычисления коэффициента барометрической коррекции, следует учитывать ряд факторов. Наибольшее

значение среди них имеют скорость движения и продолжительность нахождения

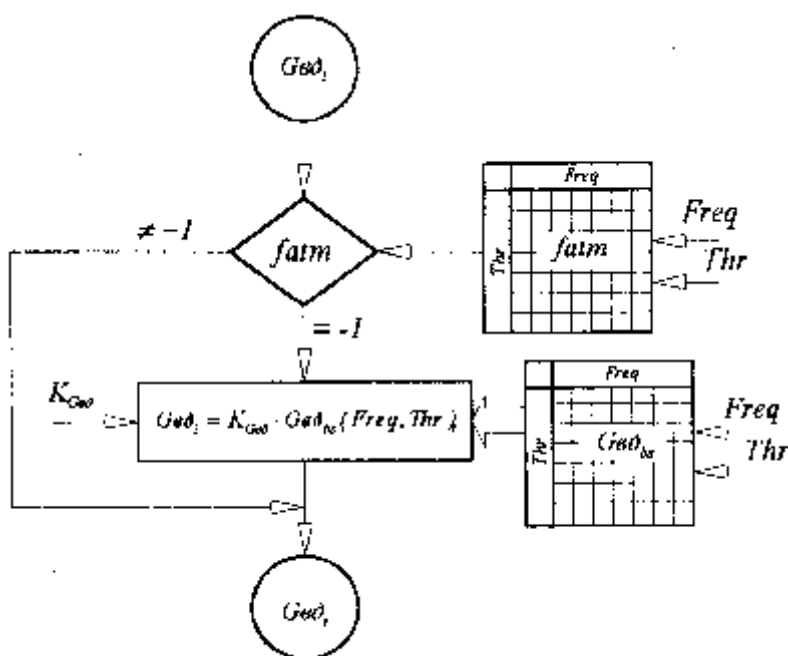


Рис. 3.5.4 Алгоритм барометрической коррекции.



режимной точки в этой зоне, так как именно этими факторами определяются возможные динамические погрешности измерения цикловой массы воздуха. Из анализа зависимости расхода воздуха двигателем от положения дроссельной заслонки видно, что наименьшая чувствительность расхода воздуха к изменению положения дроссельной заслонки наблюдается при ее максимальном открытии. Следовательно, оптимальным, с точки зрения достижения необходимых метрологических показателей алгоритма вычисления коэффициента барометрической коррекции будет размещение зоны вычисления коэффициента барометрической коррекции в области максимальных открытий дроссельной заслонки. При этом следует контролировать достаточность реального времени нахождения режимной точки в зоне вычисления коэффициента во всех условиях эксплуатации автомобиля. Однако, на практике, при выполнении всех этих условий, дисперсия получаемого коэффициента барометрической коррекции достигает значительной величины, что требует применения дополнительной фильтрации как исходных данных, так и самого коэффициента барометрической коррекции. В качестве применяемых для этих целей фильтров используются экстремальные фильтры, то есть фильтры, ограничивающие максимальное отклонение исходного сигнала, фильтры, ограничивающие частоту вычисления коэффициента условиями стационарности положения режимной точки и так далее. В любом случае, достаточность примененных ограничений определяется разбросом значений коэффициента барометрической коррекции при движении автомобиля при постоянных атмосферных условиях, в том числе и температуре в подкапотном пространстве. На практике, достижение разброса коэффициента барометрической коррекции менее 0,5% является хорошим показателем.

### 3.6. Расчет циклового наполнения при применении датчика массового расхода воздуха.

Наличие значительного объема, превышающего в несколько раз рабочий объем цилиндра и расположенного между дроссельной заслонкой и впускным клапаном, приводит к возникновению значительных отличий в количестве воздуха прошедшего через дроссельную заслонку и воздуха поступившего в цилиндр двигателя. Эта разница вызвана тем, что воздух, проходящий через дроссельную заслонку, поступает не только в цилиндр двигателя, но и идет на заполнение впускного трубопровода, причем это явление возникает при открытии дроссельной заслонки. С другой стороны, при ее закрытии воздух в цилиндры двигателя какое-то время поступает из впускной системы, в то время как расход воздуха через дроссельную заслонку прекращается. Эти явления приводят к появлению значительных динамических ошибок при измерении циклового наполнения при помощи датчика массового расхода установленного перед дроссельной заслонкой и требуют детального обсуждения.

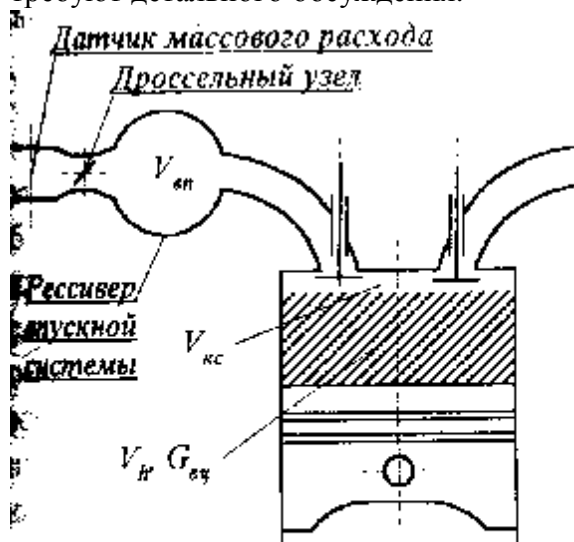


Рис. 3.6.1 Схема впускной системы двигателя

Прежде чем перейти к методам расчета циклового наполнения в двигателе, необходимо еще раз напомнить, что основным принципом, которого следует придерживаться при любых теоретических построениях, является принцип реализуемости, то есть, в качестве исходных данных для построения моделей процессов может быть, использована только та информация, можно получить от реальных датчиков учетом их характеристик и свойственных им погрешностей, ограничивающих достоверность получаемой информации.

Рассмотрим особенности определения циклового наполнения при использовании датчика массового расхода воздуха. Так как конечной целью обработки сигнала датчика массового расхода является получение

поступившего в конкретный цилиндр двигателя за такт впуска, то процесс наполнения необходимо рассматривать как дискретный, используя при этом оценки расхода воздуха полученные путем обработки сигнала датчика входным фильтром. Модель впускной системы двигателя, использованная для расчета наполнения, показана на Рис. 3.6.1.

Массу газа  $G_{\Sigma i-1}$ , находящуюся во впускной системе, рабочем объеме и камере сгорания двигателя к моменту начала такта впуска в цилиндре двигателя можно определить как:

$$G_{\Sigma i-1} = V_{\text{вн}} \cdot \gamma_{i-1} + \frac{V_h}{\epsilon - 1} \cdot \gamma_r,$$

Где:  $\gamma_{i-1}$  - средняя плотность газа во впускной системе и цилиндре двигателя передо началом такта впуска

$\gamma_r$  - плотность остаточных газов.

После завершения такта впуска, общая масса газа  $G_{\Sigma i}$ , находящаяся во впускной системе, рабочем объеме и камере сгорания двигателя будет равна:

$$G_{\Sigma i} = V_{\text{вн}} \cdot \gamma_i + V_h \cdot \left(1 + \frac{1}{\epsilon - 1}\right) \cdot \gamma_i,$$

Отсюда, пренебрегая перетеканием отработавших газов во впускную систему во время перекрытия клапанов, общую массу воздуха, прошедшую через расходомер  $G_{\text{вд}i}$  за такт впуска, равную массе воздуха поступившей в цилиндр двигателя, и изменение массы воздуха во впускной системе можно получить как:

$$G_{\text{вд}i} = G_{\Sigma i} - G_{\Sigma i-1} = \left(V_{\text{вн}} + V_h \cdot \left(1 + \frac{1}{\epsilon - 1}\right)\right) \cdot \gamma_i - V_{\text{вн}} \cdot \gamma_{i-1} - \frac{V_h}{\epsilon - 1} \cdot \gamma_r$$

Перейдя к угловой форме представления информации и приняв за дискрету измерения расхода воздуха интегральный расход воздуха, зарегистрированный датчиком в течение угловой длительности такта отнесенной к числу цилиндров, величину циклового наполнения цилиндра  $G_{\text{вц}i}$  можно представить в виде:

$$G_{\text{вц}i} = G_{\text{вц}i-1} + \frac{1}{\chi + 1} \cdot (G_{\text{вд}i} - G_{\text{вц}i-1})$$

Где параметр  $\chi$  определяется геометрическими характеристиками впускной системы:

$$\chi = \frac{V_{\text{вн}}}{V_h \cdot \left(1 + \frac{1}{\epsilon - 1}\right)}.$$

Анализ полученной зависимости позволяет сделать важные выводы. Прежде всего, следует отметить, что впускная система двигателя представляет собой апериодический газодинамический фильтр, для которого входной величиной является величина расхода воздуха в месте установки датчика, а выходной величина циклового наполнения двигателя. Наличие такого фильтра приводит к появлению отличий в количестве воздуха реально

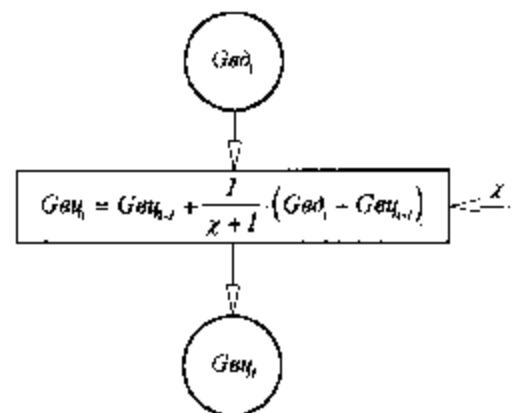


Рис. 3.6.2 Алгоритм вычисления циклового наполнения.

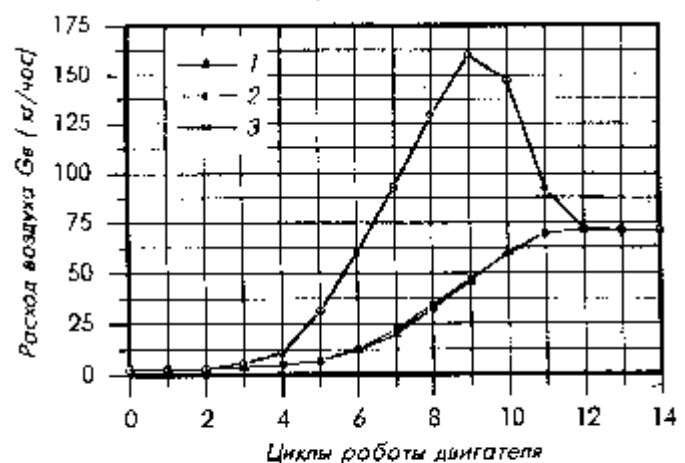


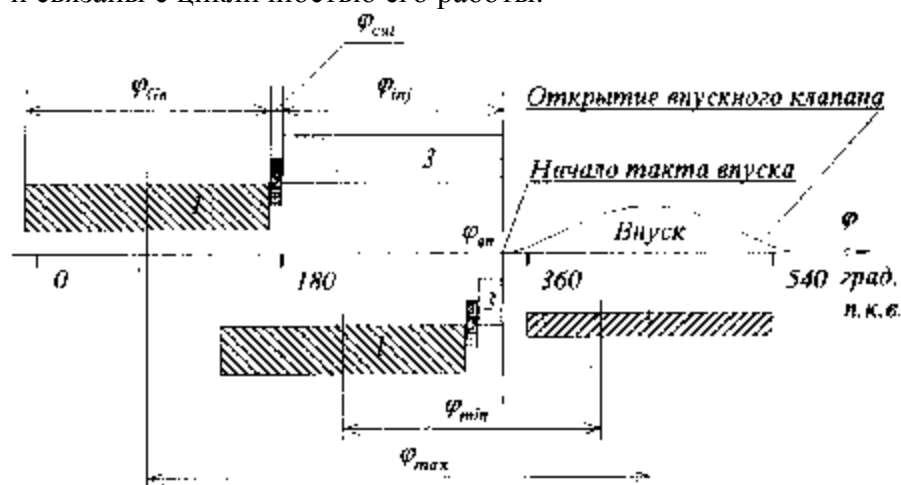
Рис. 3.6.3 Расход воздуха через датчик и цилиндры двигателя при резком открытии дроссельной заслонки,  $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ . (Расчитанный по индикаторному давлению- 1, вычисленный с применением фильтра- 2, через датчик массового расхода- 3)

поступившего в цилиндры двигателя относительно количества воздуха, прошедшего через дроссельную заслонку и зарегистрированного датчиком массового расхода. Вторым важным выводом является то, что для того, чтобы получить реальную величину циклового наполнения необходимо сигнал датчика массового расхода воздуха обработать фильтром, имеющим характеристики эквивалентные характеристикам впускной системы двигателя.

Запись величины циклового расхода рассчитанного на основании измерения индикаторного давления, сигнала датчика массового расхода воздуха обработанного апериодическим фильтром с параметрами эквивалентными параметрам впускной системы и сигнала датчика расхода воздуха, пересчитанного в величину массового расхода, при времени открытия дроссельной заслонки равном времени десяти циклов работы двигателя показаны на Рис. 3.6.3. Как видно из рисунка, расход воздуха в месте установки датчика значительно отличается от расхода воздуха через цилиндры двигателя, причем, эта разница равна массе воздуха заполнившего впускную систему. Естественно, что при закрытии дроссельной заслонки наблюдается обратная картина, то есть расход воздуха, зарегистрированный датчиком расхода, меньше расхода через цилиндры двигателя, на количество воздуха поступившего в цилиндры из впускной системы.

### 3.7. Причины динамической погрешности при вычислении циклового наполнения.

Получение требуемого состава смеси в цилиндре двигателя при изменении положения режимной точки по наполнению, является одной из наиболее сложных задач при создании системы управления, реализующей цикловое управление рабочим процессом поршневого двигателя. Причины этих трудностей носят объективный характер и связаны с цикличностью его работы.



Рассмотрим этот вопрос подробнее. На рисунке Рис. 3.7.1 показана последовательность процессов в поршневом бензиновом двигателе и управляющих воздействий системы управления, реализуемых в рабочем цикле и выполняемых для каждого из

цилиндров двигателя показанная как функция углового положения коленчатого вала. Для того чтобы обеспечить требуемые показатели рабочего процесса по токсичности и минимизировать возможные динамические ошибки в реализации подачи топлива, его подачу необходимо закончить до начала такта впуска, соответствующего угловому положению коленчатого вала  $\varphi_{вп}$ . Действия, предшествующие этому событию, необходимо выполнять в определенном порядке, задаваемом логикой причинно-следственных связей процесса управления начиная с вычисления величины циклового наполнения (1), расчета параметров цикловой подачи топлива (2) и собственно подачи топлива форсункой во впускную систему (3). Количество подаваемого топлива определяется длительностью открытого состояния форсунки  $T_{inj}$  или в угловой форме  $\varphi_{inj}$ . Этому предшествует расчет величины цикловой подачи топлива на основании информации о цикловом наполнении, величину которого необходимо так же предварительно вычислить. Расчет величины циклового наполнения и цикловой подачи топлива требует времени  $T_{cal}$ , или по углу поворота  $\varphi_{cal}$ .

Вся же перечисленная последовательность действий начинается с измерения расхода воздуха за угловой интервал поворота коленчатого вала, определяемый как отношение угловой длительности рабочего цикла к числу цилиндров:

$$\varphi_{GV} = \frac{180 \cdot i}{z}$$

Где:  $i$  - тактность,

$z$  - количество цилиндров двигателя.

Для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя этот интервал состав 180 градусов п.к.в.

Попробуем оценить угловую длительность интервала между моментом начала впуска в цилиндр двигателя, считая, что завершение подачи топлива совпадает с интервалом впуска и моментом, соответствующим получению информации о цикловом расходе воздуха. Угол, на который повернется коленчатый вал двигателя за время необходимое для расчета величины и осуществления подачи топлива, можно определить как:

$$\varphi_{cal} + \varphi_{inj} = 6 \cdot 10^{-3} \cdot n \cdot (T_{inj} \cdot \psi + T_{cal})$$

Где:  $n$  - частота вращения коленчатого вала двигателя,

$\psi$  - коэффициент изменения наполнения.

Коэффициент  $\psi$  учитывает максимально возможное изменение наполнения между двумя последовательными рабочими циклами, то есть дает возможность зарезервировать угловой интервал, необходимый для завершения максимально возможной подачи топлива до начала впуска. Увеличение подачи связано с изменением наполнения при возможном открытии дроссельной заслонки. В пределе, величина подачи топлива будет соответствовать подаче при максимальном наполнении, так как при низких частотах вращения коленчатого вала возможно увеличение наполнения за время такта впуска до максимального. Кроме этого, при выборе коэффициента  $\psi$  должна быть учтена необходимость формирования дополнительного объема топливной пленки, вызванная ???том давления во впускной системе. При частоте вращения коленчатого вала соответствующей минимальной частоте вращения на холостом ходу, угловой интервал  $\varphi_{inj}$  составляет около 20 градусов п.к.в., а с учетом топлива поступающего в топливную пленку и при увеличении наполнения до максимального, интервал  $\varphi_{inj}$  может достигать градусов ??? п.к.в. Время, необходимое для расчета системой управления величины цикловой подачи топлива, составляет 1.5-2.0 мсек. В угловом измерении, при частоте вращения коленчатого вала равной минимальной частоте вращения на холостом ходу его продолжительность равна 7-10 град. п.к.в.

Применение для обработки сигналов датчика массового расхода воздуха шагового фильтра, обусловлено необходимостью получения интегральных оценок характеризующих цикловое наполнение двигателя. Его использование вносит фазовую задержку между моментом получения оценки расхода воздуха и угловым положением коленчатого вала соответствующим этой оценке. Для используемых фильтров эта величина составляет половину длины фильтра и равна  $\varphi_{GV}/2$  или, для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя, 90 градусов п.к.в. Следует подчеркнуть, что в данном идет речь о фазовой (угловой) задержке момента получения оценки расхода воздуха характеризующего цикловое наполнение двигателя относительно углового положения коленчатого вала соответствующего этой оценке.

Обобщая сказанное можно видеть, что подача топлива рассчитывается на основании замера реального расхода воздуха характеризующего цикловое наполнение, и *предшествует* началу такта впуска на угловой интервал достигающий, для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя, 120-260 град. п.к.в. Причем, этот интервал зависит как от абсолютной, так и от относительной скорости изменения положения режимной точки, а следовательно его величина не является детерминированной и носит *вероятностный* характер.

Теперь рассмотрим вопрос о том, какому же положению коленчатого вала двигателя *должен* соответствовать момент оценки величины реального циклового наполнения.

Процесс наполнения цилиндра состоит из нескольких фаз, включающих: перетекание

некоторого, а при низком абсолютном давлении во впускной системе весьма значимого, количества отработавших газов из цилиндра двигателя во впускную систему в момент открытия впускного клапана, заполнение цилиндра смесью отработавших газов и топливоздушнoй смесью, а затем и чистой топливоздушнoй смесью и, наконец, выброс части топливоздушнoй смеси обратно во впускную систему в момент перекрытия клапанов. Эти явления происходят в условиях значительных колебаний давления во впускной системе, сопровождающихся дополнительным массопереносом из цилиндра во впускную систему и обратно. Кроме этого, при изменении давления во впускной системе, вызванном открытием дроссельной заслонки, могут существенно изменяться условия на впуске, соответствующие началу и концу такта впуска. Эти процессы оказывают влияние на величину циклового наполнения только в тот момент, когда впускной клапан открыт и не влияют на величину наполнения, если клапан закрылся. Однако, начиная с четырехцилиндровых двигателей, процессы впуска для разных цилиндров перекрываются, то есть конец процесса впуска для одного цилиндра происходит на фоне начала процесса впуска для другого, что приводит к возникновению “проекции” условий протекания предыдущего рабочего цикла на последующий. По этим причинам не представляется возможным строго связать угловой интервал положения коленчатого вала определяющий величину циклового наполнения с реальной продолжительностью такта впуска. Поэтому, учитывая что количество воздуха поступающего в цилиндр двигателя равно доле цилиндра в общем расходе воздуха за цикл работы двигателя соотнесенной с тактностью работы двигателя, определим угловой интервал положений коленчатого вала характеризующий реальное цикловое наполнение как отношение угловой длительности рабочего цикла к числу цилиндров.

Также будем считать, что угловое положение коленчатого вала двигателя, соответствующее оценке реального циклового наполнения для данного цилиндра двигателя, лежит в окрестностях середины такта впуска данного цилиндра. Это утверждение представляется достаточно справедливым, поскольку смещение положения коленчатого вала соответствующее этой оценке относительно середины такта впуска, вызванное процессами связанными с открытием впускного клапана, в какой-то мере компенсируется смещением, вызванным процессами, происходящими при закрытии клапана. Учитывая все вышеизложенные причины можно утверждать, что момент оценки величины циклового наполнения, соответствующий реальному цикловому наполнению в данном рабочем цилиндре, приходится на середину такта впуска и *отстает* от момента открытия впускного клапана на 80-130 град. п.к.в.

Наши рассуждения позволяют сделать вывод о том, что положение коленчатого вала, соответствующее величине реального циклового наполнения, *отстает* от углового положения коленчатого вала, соответствующего измеренному цикловому наполнению на величину 200-390 градусов п.к.в. Причем, величина этого отставания может быть определена весьма ориентировочно, так как зависит как от абсолютной, так и от относительной скорости изменения положения режимной точки. Другими словами, для того чтобы обеспечить требуемый состав смеси, необходимо осуществить подачу топлива в соответствии с количеством воздуха, который в цилиндр двигателя еще не попал и величину которого, на момент начала подачи топлива, можно определить только с какой-то долей вероятности! Естественно, что величина возможной ошибки при подаче топлива будет зависеть от отношения скорости изменения положения режимной точки по наполнению и частоты вращения коленчатого вала. Этот вывод является весьма важным, так как показывает *принципиальную невозможность обеспечить управление подачей топлива при изменении положения режимной точки по наполнению с заданной погрешностью, без учета вероятностного характера протекания процесса наполнения.*

Какие же пути возможны для решения проблемы повышения достоверности полученной оценки циклового наполнения? Рассмотрим способ вычисления прогнозируемой величины циклового наполнения, основанный на анализе характера ее изменения (Рис.3.7.2). В момент вычисления величины подачи топлива, для данного



Реальная величина циклового наполнения

Прогнозируемая величина циклового наполнения

$G_{ци}$  [мг/цикл]

$\varphi$  град. п.к.в.

1

2

3

$\varepsilon_1$

$\varepsilon_3$

$\varphi_{отк}$

$\varphi_{отк}$

$\varphi_{отк}$

Открытие впускного клапана

Начало такта впуска

Впуск

$\varphi$  град. п.к.в.

540

0

180

360

540

$\varphi_{ext}$

Сопоставление спектральных характеристик сигнала, характеризующего положение дроссельной заслонки, с частотой следования рабочих циклов показывает, что прогноз изменения циклового наполнения может быть сделан на основании не более чем двух последовательных измерений циклового наполнения. Поэтому, в качестве экстраполирующей функции, можно выбрать линейную функцию, а базой для анализа изменения циклового наполнения, должен служить интервал  $\varphi_{гвс}^{гвс}$  между двумя последовательными замера. В этом случае, прогнозируемая величина циклового наполнения  $G_{ци}^f$ , используемая для вычисления подачи топлива, может быть определена как:

Где  $\delta$  – калибровочный коэффициент экстраполяции.

Поиск путей повышения точности и устойчивости управления приводит к необходимости использования информации об изменении циклового наполнения, момент получения которой максимально приближен к моменту ее использования. Воспользуемся

тем фактом, что основной причиной изменения циклового наполнения является изменение положения дроссельной заслонки. Известно, что положение дроссельной заслонки, с определенной погрешностью, характеризует величину циклового наполнения при данной частоте вращения коленчатого вала:  $G_{\text{вц}} = f(\text{Thr}, \text{Freq}, \dots)$ .

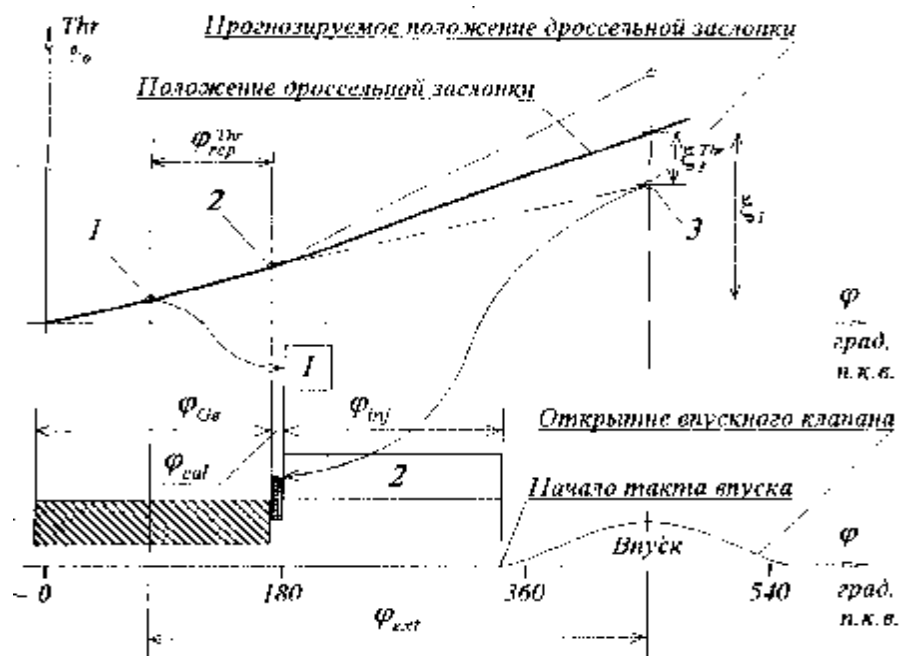


Рис. 3.7.3 Вычисление циклового наполнения на основе анализа изменения положения дроссельной заслонки.

Поставив в соответствие величине циклового наполнения, определенного по датчику массового расхода воздуха  $G_{\text{вц}}(G_{\text{в}})$ , величину циклового наполнения, определенную как функцию положения дроссельной заслонки и частоты вращения коленчатого вала  $G_{\text{вц}}(\text{Thr}, \text{Freq})$  и учитывая влияние факторов искажающих эту связь, представляется возможным оценить возможное изменение наполнения к моменту начала расчета подачи топлива и прогнозировать его изменение к моменту оценки

циклового наполнения основываясь на анализе изменения положения дроссельной заслонки и частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Угловое положение дроссельной заслонки в момент оценки величины циклового наполнения  $\text{Thr}_i^3$  может быть определено как значение функции экстраполяции вычисляемой по результатам измерения положения дроссельной заслонки в момент соответствующий полученной оценке величины циклового наполнения  $\text{Thr}_i^2$  и в момент вычисления величины цикловой подачи топлива  $\text{Thr}_i^1$  (Рис. 3.7.3).

$$\text{Thr}_i^3 = \text{Thr}_i^1 + (\text{Thr}_i^2 - \text{Thr}_i^1) \frac{\varphi_{\text{ext}}}{\varphi_{\text{rep}}^{\text{thr}}}$$

Где:  $\varphi_{\text{ext}}$  - угловой интервал экстраполяции,

$\varphi_{\text{rep}}^{\text{thr}}$  - угловой интервал базы экстраполяции.

Можно показать, что выбор в качестве функции интерполяции линейной функции не приводит к сколько-нибудь заметному ухудшению достоверности результатов вычисления прогнозируемой величины положения дроссельной заслонки. Это связано прежде всего, с характером движения дроссельной заслонки и наличием информации характеризующей это движение, а также информации характеризующей связь между положением дроссельной заслонки и соответствующим этому положению цикловым наполнением.

Зная вероятное положение дроссельной заслонки при угловом положении коленчатого вала соответствующем оценке реального циклового наполнения, становится возможным оценить ожидаемую величину циклового наполнения как величину равную сумме оценки величины циклового наполнения, полученной на основании непосредственного измерения расхода воздуха и величины изменения циклового наполнения рассчитанной на основании прогноза изменения положения дроссельной заслонки:

$$G\varphi_i^3 = G\varphi_i^1 + k_\varepsilon \cdot \{G\varphi_{br}(Thr_i^3, Freq_i) - G\varphi_{br}(Thr_i^1, Freq_i)\}$$

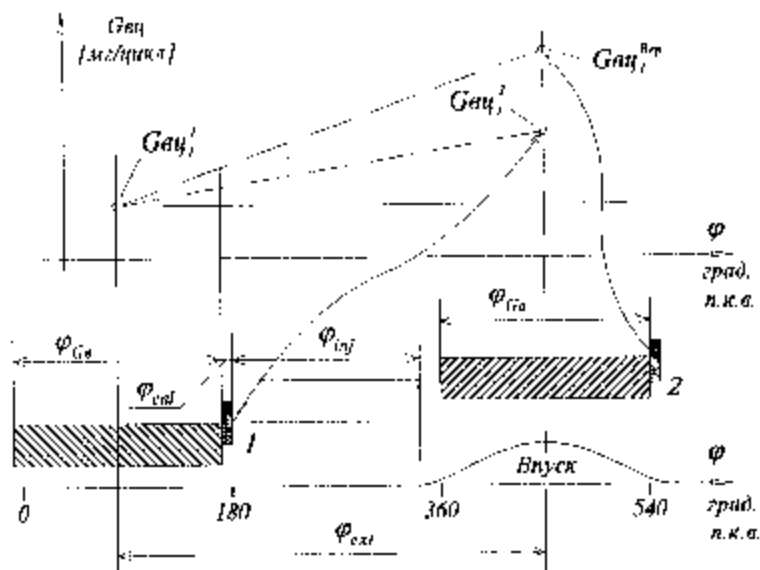
Где:  $k_\varepsilon$  - адаптационный корректирующий коэффициент.

Строго говоря, данная зависимость не учитывает фазовые задержки между мгновенным положением дроссельной заслонки и соответствующим этому положению цикловым наполнением, определенным в соответствии со статической характеристикой  $G\varphi_{br} = f(Thr, Freq)$ , а также фазовые задержки, связанные с изменением эквивалента объема впускной системы при изменении частоты вращения коленчатого вала. Указанные факторы могут быть учтены путем введения в процедуру вычисления табличной величины циклового наполнения модели впускной системы в виде:

$$G\varphi_{in}(Thr_i, Freq_i) = G\varphi_{in}(Thr_i, Freq_i)_{i-1} + \mu(Freq) \cdot [G\varphi_{br}(Thr_i, Freq_i)_i - G\varphi_{in}(Thr_i, Freq_i)_i]$$

Где коэффициент  $\mu(Freq)$  характеризует скорость заполнения впускной системы в принятой системе координат, является функцией частоты вращения коленчатого вала двигателя. Целесообразность такого усложнения алгоритма может быть обоснована только повышенными требованиями снижения погрешности вычисления циклового наполнения связанными с жесткими ограничениями на выбросы токсичных компонентов с отработавшими газами, что не всегда необходимо. Описанный выше способ вычисления величины циклового наполнения имеет ряд положительных свойств. Во первых, для прогноза изменения циклового наполнения используется информация, полученная непосредственно перед ее использованием. Запаздывание между последним моментом получения информации и реализацией регулировок, полученных на ее основе, удастся сократить до 110-250 град. п.к.в., а прогноз изменения делается на основании информации полученной за 200-340 град. п.к.в. до реализации. Во вторых, и это более существенно, значительно увеличивается устойчивость управляемой системы, поскольку при такой структуре алгоритма управления отсутствует обратная связь между воздействием на управляемый параметр и его изменением в результате реакции двигателя на это воздействие. Прогноз изменения положения дроссельной заслонки, сделанный на основании учета изменения ее положения, может быть уточнен непосредственно после завершения такта впуска. Для этой цели можно использовать оценку реального циклового наполнения  $G\varphi_i^{ReP}$ , полученную непосредственно после завершения такта впуска (Рис. 3.7.4). Сопоставив оценку реального циклового наполнения и с оценкой рассчитанной на основании прогноза изменения положения дроссельной заслонки, можно вычислить поправочный коэффициент  $k_\varepsilon$  характеризующий ошибку прогнозирования, в виде:

$$k_\varepsilon = \frac{G\varphi_i^{ReP} - G\varphi_i^1}{G\varphi_{br}(Thr_i^3, Freq_i) - G\varphi_{br}(Thr_i^1, Freq_i)}$$



Естественно, что поправочный коэффициент  $k_\varepsilon$  должен быть связан с оценкой наполнения  $G\varphi_i^1$ , использованной для вычисления подачи топлива и может быть использован в последующих циклах управления с аналогичными начальными условиями для корректировки оценки циклового наполнения используемого для вычисления подачи топлива. В общем виде, критерием

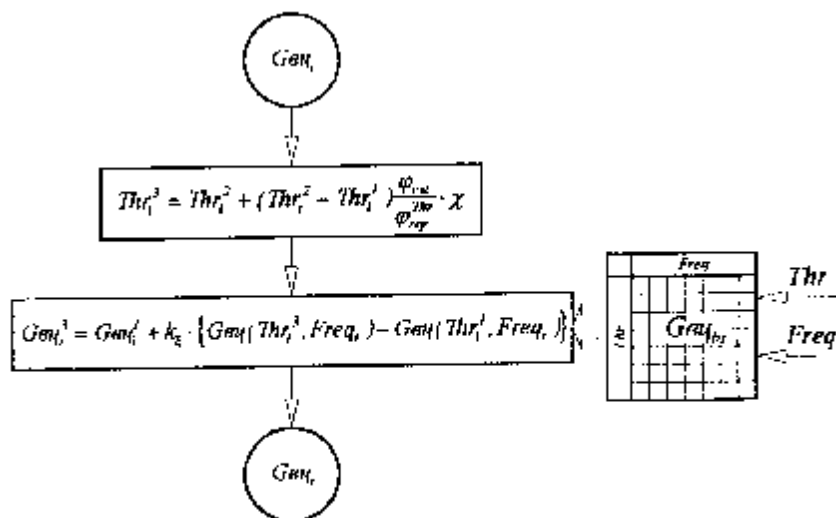


Рис. 3.7.5 Алгоритм вычисления циклового наполнения

реализовано тем или иным способом только в лабораторных условиях. В то же время,

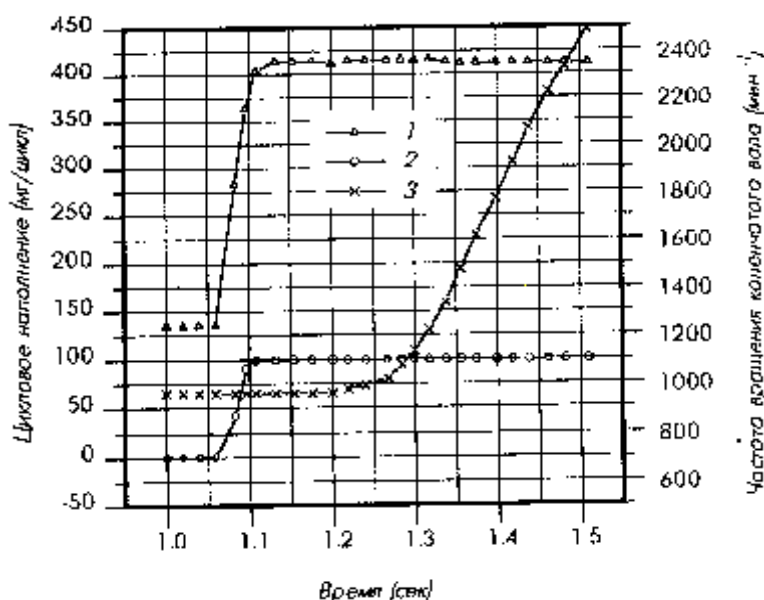
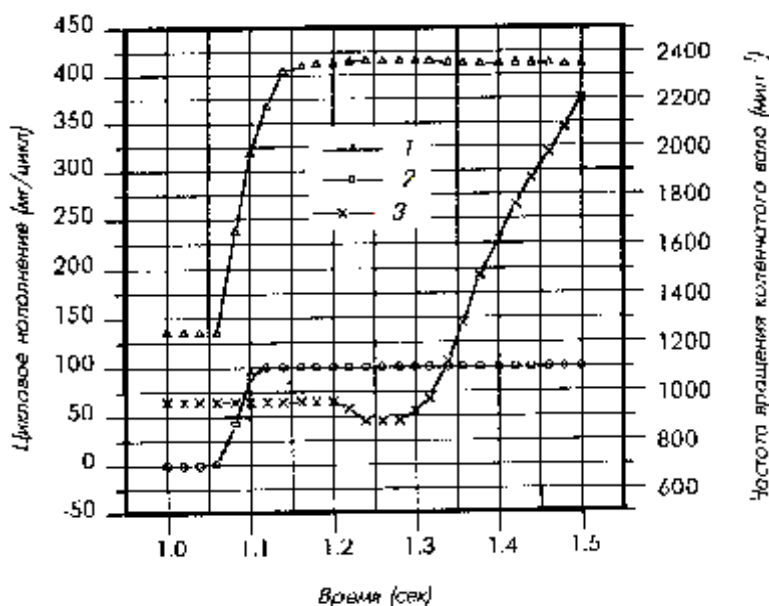


Рис. 3.7.6 Влияние калибровок канала измерения циклового наполнения на ускорение коленчатого вала при открытии дроссельной заслонки. 1-цикловое наполнение  $G_{ци}$ , 2-положение дроссельной заслонки  $Thr$ , 3- частота вращения коленчатого вала двигателя  $Freq$ .

достоверности оценки циклового наполнения может

служить величина  $\frac{G_{ци}}{G_{ци}^{кр}}$ , характеризующая отклонение величины прогнозируемого циклового наполнения от его реального значения. Однако, на практике, непосредственное измерение количества воздуха, поступившего в цилиндр двигателя за такт впуска, является весьма сложной и трудоемкой задачей, решение которой связано с большими трудностями и может быть

существующая необходимость выбора калибровок системы управления рабочим процессом двигателя, работающего на испытательном моторном стенде или непосредственно на автомобиле, требует разработки методов дающих реальные критерии выбранных способов управления и регулировок. Поскольку прямое измерение циклового наполнения затруднительно, то в качестве критериев приходится выбирать косвенные показатели характеризующие качество управления рабочим процессом двигателя в целом, в сочетании с данными, полученными на основе анализа условий измерения циклового наполнения.

Обобщающим показателем качества работы системы управления является соответствие реальных регулировок рабочего процесса требуемым. В случае выбора регулировок обеспечивающих максимальную величину индикаторной мощности двигателя, представляется возможным, анализируя характер изменения, выбрать требуемые калибровки

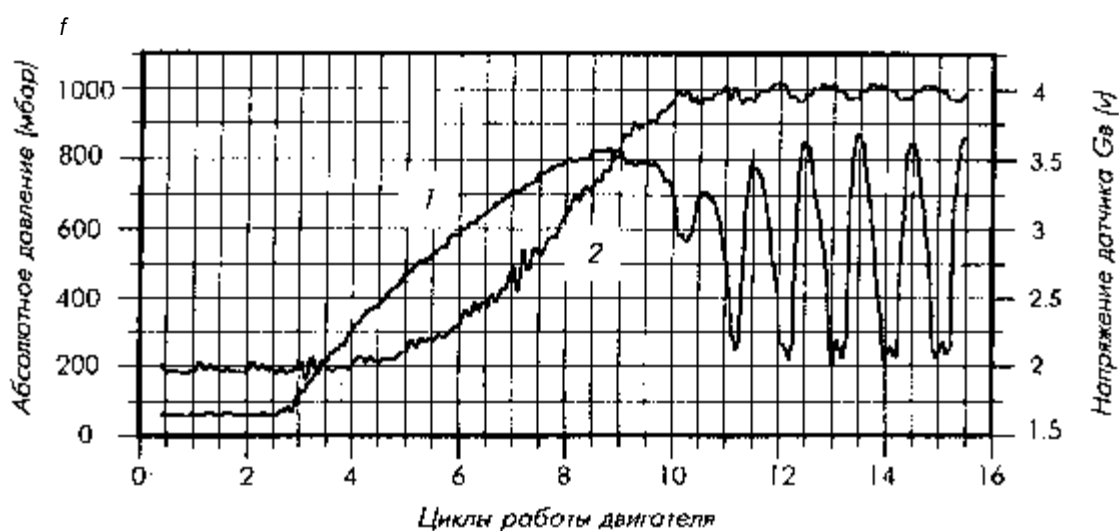
системы управления. При работе двигателя при постоянной нагрузке, приведенным моментом инерции, угловое ускорение коленчатого вала полностью определяется величиной индикаторной мощности развиваемой двигателем.

Анализируя зависимость углового ускорения коленчатого вала двигателя от выбранных калибровок системы управления, в окрестностях изменения положения режимной точки, представляется возможным оценить влияние выбора тех или иных способов управления и калибровок на качество управления и выбрать наиболее удовлетворительные. Естественно, что на их выбор должны оказывать влияние и экологические показатели автомобиля. На *Рис. 3.7.6* показан отклик частоты вращения коленчатого вала двигателя на резкое открытие дроссельной заслонки. В случае наличия ошибки в оценке величины циклового наполнения (*верхний рисунок*), на записи процесса изменений частоты вращения коленчатого вала двигателя наблюдается характерный «провал», вызванный уменьшением индикаторной мощности связанный с выходом состава смеси за пределы *воспламенения в одном или нескольких рабочих циклах*. При оптимальных калибровках измерительного канала (*нижний рисунок*), изменение ускорения коленчатого вала наблюдается сразу же после того, как первый раз реализуется такт расширения цилиндров, в котором произошло увеличение циклового наполнения двигателя.

### 3.8. Абсолютное давление во впускной системе.

Наряду с датчиком массового расхода воздуха, для расчета величины циклового наполнения в системах управления рабочим процессом двигателя, нашел применение датчик абсолютного давления, устанавливаемый во впускную систему двигателя. Существует большое количество типов датчиков абсолютного давления отличающихся принципом работы однако, в любом случае, сигнал датчика абсолютного давления пропорционален *мгновенному значению абсолютного давления* в месте установки датчика. Практически все современные датчики абсолютного давления имеют высокую линейность и полосу пропускания до нескольких кГц. Это позволяет при анализе интерпретировать сигнал датчика абсолютного давления как собственно величину абсолютного давления, естественно с учетом передаточного коэффициента датчика.

Рассмотрим процесс изменения абсолютного давления во впускной системе при



*Рис. 3.8.1* Процесс изменения сигналов датчиков массового расхода воздуха (1) и абсолютного давления (2) при открытии дроссельной заслонки ( $t \approx 0.3$  сек)

быстром открытии дроссельной заслонки, запись которого показана на *Рис. 3.8.1*. Характерной особенностью протекания абсолютного давления во впускной системе является наличие колебаний давления значительной амплитуды, имеющих место как при низком так и при высоком давлении во впускной системе. О причинах этих колебаний позволяют судить спектральные характеристики колебаний давления во впускной системе представленные на *Рис. 3.8.2*, *Рис. 3.8.3*. Как и следовало ожидать,



основная энергия колебаний давления во впускной системе сосредоточена в полосе частот совпадающих с частотой тактов впуска двигателя или кратных ей. Однако в отличие от колебаний сигнала датчика массового расхода воздуха, колебания абсолютного давления, имеют значительную амплитуду и при закрытой дроссельной заслонке. Причиной, вызывающей эти колебания является перепад между давлением в цилиндре двигателя в конце такта выпуска, несколько превышающем атмосферное и давлением во впускной системе на холостом ходу составляющем 400 - 500 мбар. Момент открытия впускного клапана сопровождается выбросом остаточных газов во впускную систему двигателя, что возбуждает затухающие колебания с частотами, определяемыми характеристикой впускной системы двигателя.

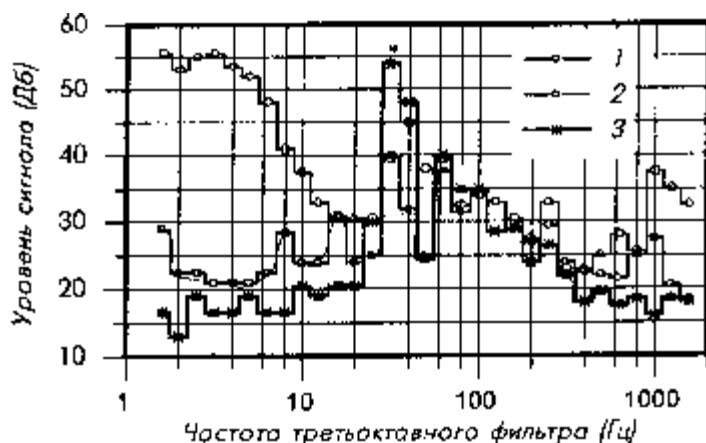


Рис. 3.8.2 Спектральная плотность колебаний абсолютного давления во впускной системе при открытии дроссельной заслонки (кривая 1), при закрытой дроссельной заслонке (кривая 2) и при открытой дроссельной заслонке (кривая 3) ( $n=1000$  мин<sup>-1</sup>, время открытия дроссельной заслонки 0.2 с, максимальные значения при времени усреднения 1/32с)

параметров впускной системы, обеспечивающих совпадение пика колебаний давления с моментом закрытия впускного клапана на заданной частоте вращения коленчатого вала двигателя и является целью создания систем газодинамического наддува, применяемого



Рис. 3.8.3 Спектральная плотность колебаний абсолютного давления во впускной системе при открытии дроссельной заслонки (кривая 1), при закрытой дроссельной заслонке (кривая 2) и при открытой дроссельной заслонке (кривая 3) ( $n=3000$  мин<sup>-1</sup>, время открытия дроссельной заслонки 0.2 с, максимальные значения при времени усреднения 1/32с)

во впускной системе, достигает 80-100 мбар что составляет 10-25% от среднего давления во впускной системе), с широким спектром колебаний давления во впускной системе требует решения вопроса о выборе оценки абсолютного давления во впускной системе.

При работе двигателя с открытой дроссельной заслонкой когда давление во впускной системе приближается к атмосферному а перепад давления при открытии клапана уменьшается, снижается и интенсивность вызываемых этим перепадом колебаний. Вместе с тем, рост давления вызывает увеличение эквивалентной массы газа находящегося во впускной системе двигателя.

В этой ситуации начинает превалировать колебания давления, возбуждаемые изменением объема цилиндра в процессе впуска. Выбор

на всех современных двигателях. Следует отметить что, управляя геометрическими параметрами впускной системы можно не только управлять величиной циклового наполнения, но и влиять на показатели рабочего процесса, изменяя степень внутренней рециркуляции отработавших газов путем управлений величиной давления во впускной системе в начале и конце процесса впуска.

Наличие значительных (размах колебаний давления, независимо от средней величины давления во

Использование в качестве оценки мгновенного значения абсолютного давления, полученного в какой-то момент времени не дает возможность обеспечить необходимую устойчивость процесса измерения, так как на фазу колебаний давления в месте установки датчика оказывает влияние большое число факторов. Среди них: положение режимной точки, положение дроссельной заслонки, давление остаточных газов и так далее. Кроме этого, выбор в качестве оценки величины абсолютного давления измеренного, например в момент закрытия выпускного клапана, не может с достаточной достоверностью характеризовать цикловое наполнение, поскольку не учитывает процессы, происходящие в течении всего процесса впуска. Указанные причины, как и в случае обработки сигнала датчика массового расхода воздуха, заставляют использовать в качестве оценки абсолютного давления среднюю величину абсолютного давления во впускной системе. Причем, исходные требования к процедурам дискретизации и фильтрации, за исключением необходимости линейаризации сигнала датчика абсолютного давления, для процедуры обработки сигнала датчика абсолютного давления и сигнала датчика массового расхода воздуха аналогичны. Эти соображения позволяет принять в качестве оценки абсолютного давления во впускной системе *среднее абсолютное давление во впускной системе, измеренное в интервале угловой доли такта в рабочем цикле двигателя -  $P_{абс_i}$* :

$$P_{абс_i} = k_{абс} \cdot \frac{1}{m} \cdot \sum_{j=1}^{l+m} A_{dc}(P_{абс_j}),$$

Где:  $m$  – количество опросов датчика, приходящееся на угловую долю такта в цикле двигателя;

$k_{абс}$  – передаточный коэффициент датчика абсолютного давления.

В дальнейшем, под термином оценка абсолютного давления во впускной системе будем понимать именно его среднее значение, полученное на интервале угловой доли такта в рабочем цикле двигателя.

### 3.9. Использование датчика абсолютного давления для расчета циклового наполнения

Анализ факторов влияющих на величину циклового наполнения, сделанный выше [показывает, что большинство параметров определяющих цикловое наполнение не может быть измерено даже в лабораторных условиях. Перечислим еще раз наиболее значимые из них. Это температура, давление объем и состав остаточных газов, зависящие от параметров рабочего цикла, противодавления на впуске и степени их внутренней рециркуляции, определяемой фазами газораспределения; температура и давление воздуха на впуске, определяемые внешними условиями и условиями теплообмена с остаточными газами и деталями впускной системы; действительная степень сжатия, зависящая от фаз газораспределения и степени газодинамического наддува. И только три параметра, оказывающие влияние на величину наполнения, можно измерить непосредственно на автомобиле, это время рабочего цикла (частота вращения коленчатого вала двигателя), давление во впускной системе  $P_{абс}$  и температура поступающего во впускную систему двигателя воздуха. Исходя из этого, цикловое наполнение можно выразить так:

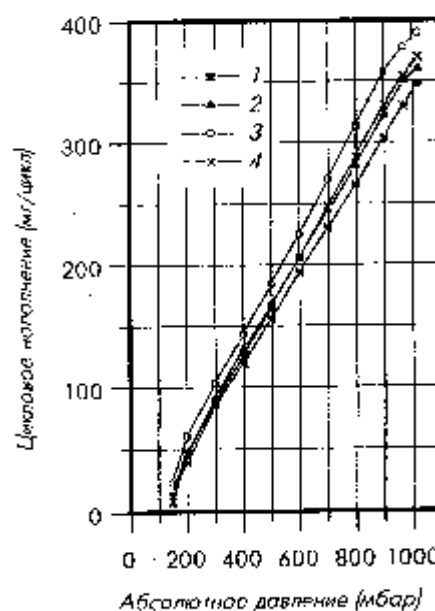


Рис. 3.9.1. Зависимость циклового наполнения от абсолютного давления во впускной системе при разных частотах вращения коленчатого вала двигателя. (1 -  $n = 950 \text{ мин}^{-1}$ , 2 -  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ , 3 -  $n = 3800 \text{ мин}^{-1}$ , 4 -  $n = 5300 \text{ мин}^{-1}$ )

$$G_{вц_i} = f(P_{абс}, T_{в}, Freq).$$

Естественно, что этих параметров недостаточно для точного описания величины циклового наполнения. Поэтому, вопрос о возможности использования датчика абсолютного давления во впускной системе в качестве источника информации для вычисления оценки циклового наполнения может быть решен только после анализа влияния всех факторов определяющих цикловое наполнение применительно к конкретной

конструкции двигателя и условиям эксплуатации автомобиля.

Рассмотрим зависимость циклового наполнения от абсолютного давления и частоты вращения коленчатого вала двигателя полученную в условиях моторного стенда, когда все другие параметры, влияющие на величину циклового наполнения можно стабилизировать и считать постоянными (Рис. 3.9.2). Из графиков видно, что зависимость циклового наполнения от абсолютного давления во впускной системе двигателя

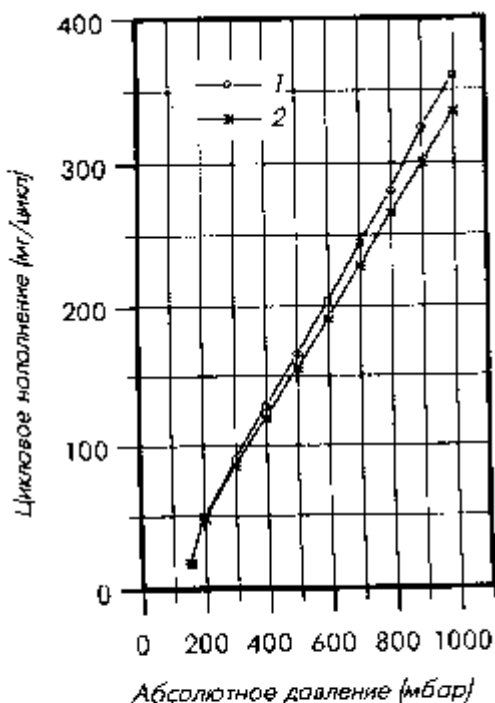
близка к линейной в диапазоне давлений 300-900 мБар и незначительно отклоняется от линейной зависимости вне этого диапазона. По мере закрытия дроссельной заслонки абсолютное давление во впускной системе уменьшается и при полностью закрытом дросселе принимает значение, величина которого зависит только от частоты вращения коленчатого вала и конструктивных особенностей двигателя (Рис. 3.9.2). Кроме этого, можно отметить влияние частоты вращения коленчатого вала двигателя на коэффициент, связывающий абсолютное давление и цикловое наполнение двигателя. Эти наблюдения позволяют представить зависимость циклового наполнения от абсолютного давления как сумму циклового наполнения, вычисленного как линейная функция абсолютного давления и частоты вращения и нелинейной поправки, зависящей от отношения текущего давления во впускной системе к атмосферному давлению и частоты вращения коленчатого вала:

$$G_{вц_i} = \Delta G_{вц}(P_{абс}/P_{атм}, Freq)_i + k_1(P_{абс}, Freq)_i (P_{абс_i} - P_{абс_0}(Freq)_i)$$

Рис 3.9.3. Зависимость циклового наполнения от абсолютного давления во впускной системе при различной температуре воздуха поступающего в двигатель ( $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ , 1 -  $T_{в} = 27 \text{ C}^{\circ}$ , 2 -  $T_{в} = 70 \text{ C}^{\circ}$ ).



Рис. 3.9.2 Зависимость абсолютного давления во впускной системе от частоты вращения коленчатого вала при загнутой дроссельной заслонке (1 - увеличенный зазор в механизме газораспределения, 2 - нормальный зазор в механизме газораспределения)



Где:  $\Delta G_{вц}(P_{абс}/P_{атм}, Freq)$ , - аддитивная поправка циклового наполнения учитывающая нелинейность функции связывающей цикловое наполнение и абсолютное давление;

$k_1(P_{абс}, Freq)_i$  - коэффициент пропорциональности;

$P_{абс0}(Freq)$ , - абсолютное давление во впускной системе при нулевом цикловом наполнении;

$P_{атм}$  - атмосферное давление.

Выражение аддитивной нелинейной поправки циклового наполнения как функция отношения текущего абсолютного давления к атмосферному, связано с тем, что в этом случае удастся не только учесть нелинейность, имеющую место при открытой дроссельной заслонке, но и нелинейность в области прикрытых дросселей, где величину циклового наполнения определяет расход воздуха через регулятор дополнительного воздуха.

Цикловое наполнение определяется объемом и плотностью поступившего цилиндры двигателя свежего заряда, а плотность заряда в свою очередь, зависит от температуры воздуха поступившего во впускную систему и его подогрева во впускной системе. Степень подогрева определяется временем нахождения воздуха во впускной системе, ее температурой и количеством остаточных газов во впускной системе, смешивающихся с поступающим воздухом. На температуру заряда оказывает влияние и тепло, расходуемое на испарение поданного форсунками топлива. Эти факторы заставляют учитывать влияние изменения температуры заряда во впускной системе как функцию температуры поступающего в двигатель воздуха и частоты вращения коленчатого вала двигателя, так как именно частота вращения определяет время и характер взаимодействия поступившего во впускную систему воздуха с деталями впускной системы двигателя и находящимися в нем газами. В тоже время из экспериментальных данных (Рис. 3.9.3) можно видеть, что при постоянной частоте вращения коленчатого вала и изменении температуры поступающего в двигатель воздуха характер зависимости между изменением абсолютного давления во впускной системе и изменением величины циклового наполнения сохраняется. Другими словами, зависимость между изменением температуры поступающего в двигатель воздуха и связанным с этим изменением циклового наполнения, близка к линейной. Поэтому, модель, описывающую зависимость циклового наполнения от измеряемых параметров можно представить в виде:

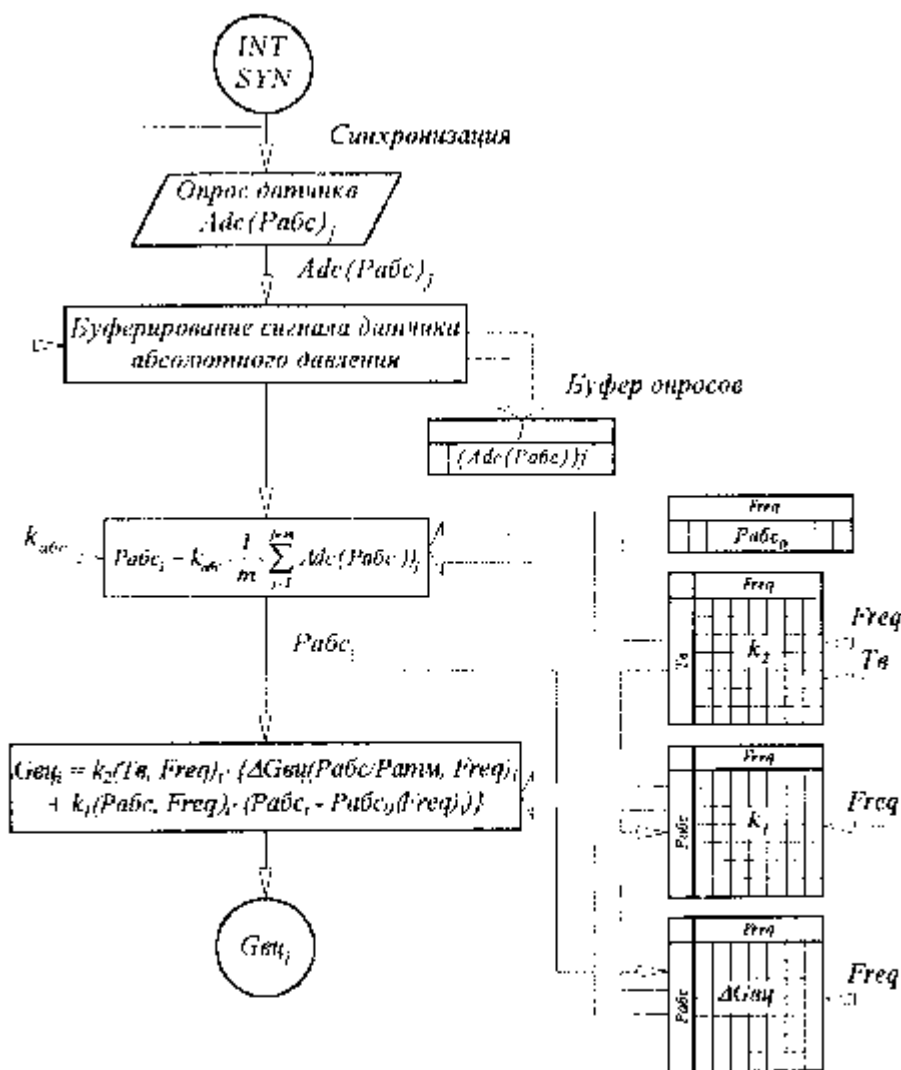


Рис. 3.9.4 Алгоритм вычисления циклового наполнения при использовании датчика абсолютного давления во впускной системе.

$$G_{цк,i} = k_2(T_{в}, Freq)_i \cdot \{ \Delta G_{цк}(P_{абс}/P_{атм}, Freq)_i + k_1(P_{абс}, Freq)_i \cdot (P_{абс,i} - P_{абс0}(Freq)) \}$$

Где:  $k_2(Tв, n_i)$  - мультипликативный коэффициент, учитывающий влияние на цикловое наполнение температуры поступающего воздуха.

Алгоритм вычисления циклового наполнения с использованием в качестве источника первичной информации датчика абсолютного давления показан на Рис.3.9.4. Датчик абсолютного давления опрашивается синхронным процессором и буферизируется в кольцевом буфере опросов. Поскольку датчик абсолютного давления является линейным датчиком, то процедура вычисления абсолютного давления с использованием передаточного коэффициента датчика  $k_{абс}$  производится позже вычисления величины среднего давления. Затем, на основании калибровочных данных, описывающих связь между величиной абсолютного давления во впускной системе, температурой воздуха, поступающего во впускную систему и частотой вращения коленчатого вала вычисляется величина циклового наполнения.

---

- Погрешность измерения циклового наполнения и прежде всего при измене управляющего воздействия на орган управления цикловым наполнением, является наиболее важной характеристикой системы управления.

- Колебания потока воздуха через датчик массового расхода, вызванные изменением положения дроссельной заслонки, *сосредоточены в полосе частот до ?? Гц.*

- В качестве исходных данных для построения моделей процессов может быть использована только та информация, которую можно получить от реальных датчиков, учитывая при этом, их характеристики и свойственные им погрешности, ограничивающие достоверность получаемой информации.

- Подача топлива рассчитанная на основании замера реального расхода воздуха характеризующего цикловое наполнение, *предшествует* началу такта впуска на угловой интервал достигающий, для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя, 120-260 град. п.к.в. Этот интервал зависит как от абсолютной так и от относительной скорости изменения положения режимной точки, а следовательно его величина не является детерминированной и носит *вероятностный* характер.

- Без учета вероятностного характера процесса циклового наполнения *принципиально невозможно* обеспечить управление с заданной погрешностью подачей топлива при изменении положения режимной точки по наполнению.

- В качестве оценки абсолютного давления во впускной системе необходимо принять *среднее абсолютное давление во впускной системе* измеренное на интервале угловой доли такта в рабочем цикле двигателя.



## Глава 4

### ТОПЛИВОПОДАЧА В ДВИГАТЕЛЯХ С ВПРЫСКОМ БЕНЗИНА

#### 4.1. Статические передаточные характеристики впускной системы по топливоподаче

Величина циклового наполнения, полученная путем обработки сигнала датчика массового расхода воздуха, датчика абсолютного давления или на основании анализа положения дроссельной заслонки, позволяет определить количество топлива, которое должно поступить в цилиндр двигателя в соответствии с текущими регулировками рабочего процесса. При этом обобщенный алгоритм вычисления продолжительности управляющего импульса поступающего на форсунку  $T_{inj_i}$  должен включать следующие шаги (Рис. 4.1.1). На основании определяемого регулировками и текущим состоянием двигателя, состава смеси  $\alpha$  вычисляется требуемая цикловая подача топлива  $G_{m_{ци}}$ . Величина цикловой подачи корректируется исходя из текущих передаточных характеристик впускной системы и используется для вычисления массы топлива  $G_{впр_i}$ , которая должна быть подана форсункой. Завершающим шагом в алгоритме является расчет продолжительности управляющего импульса поступающего на форсунку  $T_{inj_i}$ , зависящей как от характеристик производительности самой форсунки  $K_{for}$  так и условий, в которых реализуется подача топлива.

Очевидно, что характер протекания и показатели рабочего процесса зависят как от условий протекания рабочего цикла так и от его регулировок. При этом количество топлива, которое должно поступить в цилиндр двигателя определяется прогнозируемым цикловым наполнением  $G_{вц_i}$  и требуемым составом смеси  $\alpha$ . Отсюда, количество топлива, которое должно поступить в цилиндр можно определить как:

$$G_{m_{ци}} = \frac{G_{вц_i}}{\alpha \cdot 14.9}.$$

Следует постоянно иметь в виду, что в большинстве случаев речь может идти о *среднем значении* состава смеси, характеризующемся отношением количества воздуха к количеству топлива поступивших, в цилиндр двигателя в текущем рабочем цикле. Возникающее в процессе впуска расслоение заряда в камере сгорания, всегда присутствующее в бензиновом двигателе и определяющее локальные значения состава смеси в камере сгорания, является фактором, существенно влияющим на характер протекания процесса сгорания. Однако в большинстве современных двигателей отсутствуют специальные механизмы, предназначенные для непосредственного управления процессами расслоения заряда. Тем не менее, управление расслоением заряда удастся реализовать (там, где это возможно), изменяя характер взаимодействия подаваемого форсункой топлива с потоком воздуха, поступающим в цилиндр двигателя. Естественно, что решающее влияние на характер расслоения топливовоздушной смеси в цилиндрах двигателя оказывают его

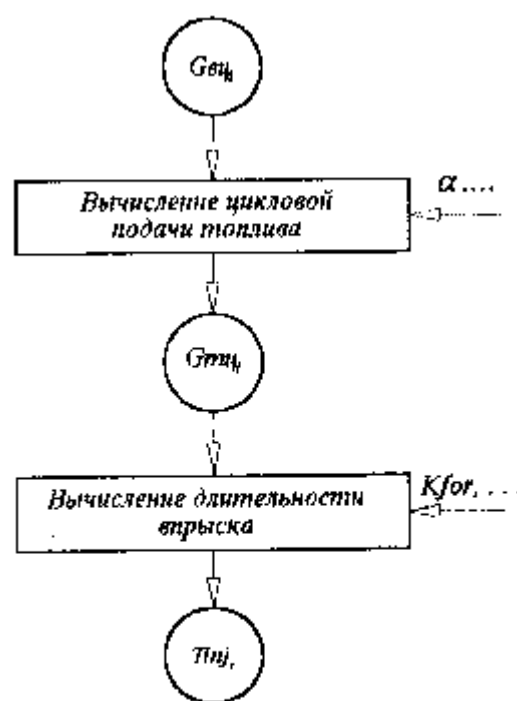


Рис. 4.1.1 Алгоритм вычисления продолжительности управляющего импульса подаваемого на форсунку.

конструктивные особенности, что требует для каждого конкретного типа двигателя поиска оптимальных регулировок параметров управления рабочим процессом и в частности, регулировок управления подачей топлива.

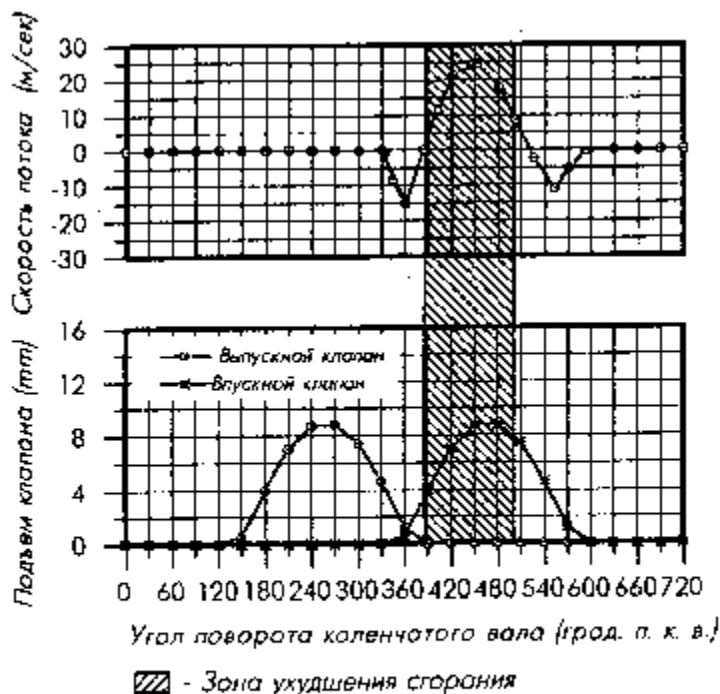


Рис. 4.1.2 Характер изменения скорости потока в клапанной щели (Расчетные значения,  $V_H = 2.3\text{ л}$ ,  $n = 1000\text{ мин}^{-1}$ ,  $\Theta_{Hr} = 100^\circ$ )

Анализ результатов взаимодействия факела топлива создаваемого форсункой с потоком воздуха, поступающим в цилиндр двигателя можно осуществить, измеряя состав отработавших газов как одного рабочего цикла так и их последовательности. В первом случае представляется возможность оценить динамику процесса смесеобразования и сформулировать требования к динамическим характеристикам алгоритма управления подачей топлива.

Рассмотрим характер изменения скорости потока воздуха в клапанной щели в

процессе такта впуска (Рис.4.1.2). И хотя приведенные данные получены расчетным путем и носят в большей мере качественный характер, они позволяют представить особенности процесса впуска и объяснить наблюдаемые явления. На большей части режимной области, перед открытием впускного клапана, давление остаточных газов в камере сгорания превышает давления во впускной системе двигателя. В этих условиях открытие впускного клапана сопровождается выбросом остаточных газов во впускную систему двигателя, а поскольку все современные двигатели имеют резонансную впускную систему с присущими ей весьма длинными индивидуальными впускными каналами, то на отрезке впускного канала со стороны впускного клапана образуется область, заполненная остаточными газами. Естественно, что объем этой области или даже сам факт ее образования будет зависеть от соотношения давлений во впускной системе и камере сгорания на момент открытия впускного клапана определяемое, кроме всего прочего и резонансными настройками впускной и выпускной систем.

С началом движения поршня к нижней мертвой точке, поток воздуха и испаренного топлива, разбавленный остаточными газами, начинает поступать из впускной системы в цилиндр двигателя, захватывая топливо, не испаренное с поверхности деталей впускной системы. В районе нижней мертвой точки давление в цилиндре двигателя за счет дозарядки, начинает превышать давление во впускной системе. Это приводит к замедлению скорости потока поступающей в цилиндр смеси, а затем и к изменению направления движения потока на обратное. Описанные явления сопровождаются колебательными процессами присущими резонансным впускным системам, а характер взаимодействия топлива находящегося на поверхности деталей впускной системы с заполняющими впускную систему газами зависит как от состояния газов так и от характера температуры и конструкции поверхностей впускной системы, а так же от характеристики факела топлива подаваемого форсункой. Указанные особенности процесса впуска позволяют понять характер изменений показателей рабочего процесса связанных с изменением регулировок двигателя.

Подача топлива в двигателе с впрыском бензина носит дискретный характер, то есть, топливо подается во впускную систему не непрерывно, а порциями, один или несколько раз в течение рабочего цикла. Количество подаваемого за рабочий цикл топлива определяется производительностью и временем открытого состояния клапана форсунки. Современные системы управления осуществляют подачу топлива, синхронизируясь с угловым положением коленчатого вала или механизма газораспределения. Подача топлива организованная подобным образом, называется *фазированным впрыском топлива*. В дальнейшем, основное внимание будет уделено именно таким системам впрыска топлива.

Естественно, что выбор момента подачи топлива должен учитывать как статические, так и динамические передаточные характеристики впускной системы по топливоподаче. Рассмотрим влияние фазы впрыска (момента начала подачи топлива относительно углового положения газораспределительного механизма) на показатели рабочего процесса двигателя полученные на шестнадцатиклапанном четырехцилиндровом двигателе с рабочим объемом 2.3 л. Характерной особенностью данного двигателя является то, что топливо подается форсункой на перемычку между впускными каналами расположенную в головке блока цилиндров. Как видно из рисунка (Рис.4.1.1) существует некоторый угловой интервал впрыска, на котором наблюдается заметное изменение показателей рабочего процесса. Эти изменения характеризуется значительным ростом удельного расхода топлива, концентрации в отработавших газах углеводородов  $CH$ , окиси углерода  $CO$  и снижением концентрации двуокиси углерода  $CO_2$ . В целом указанные изменения указывают на существенное ухудшение протекания рабочего процесса характеризуемое ростом удельного расхода топлива.

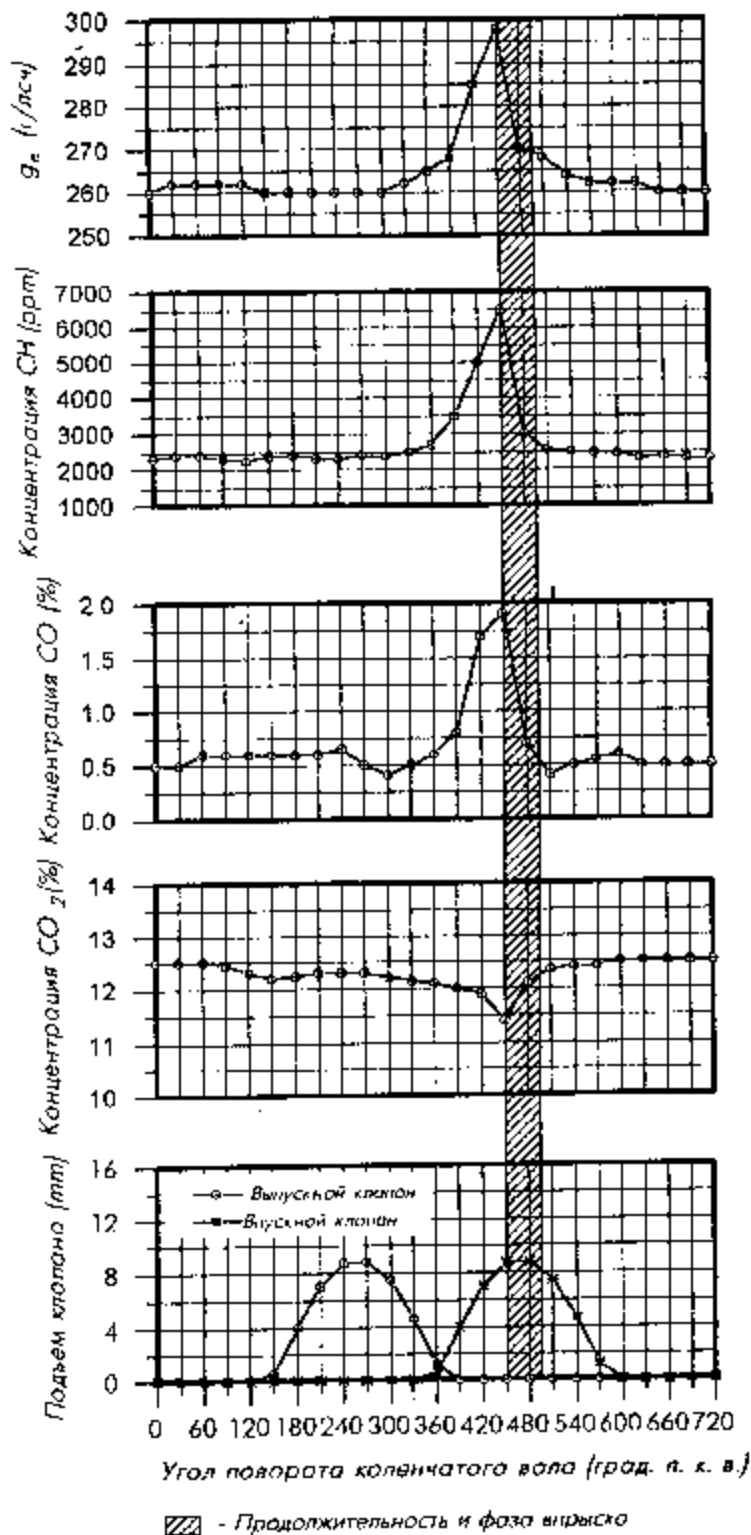


Рис. 4.1.3 Влияние фазы впрыска на показатели рабочего процесса двигателя. ( $V_d = 2.3$  л,  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup>,  $G_{ben} = 140$  мг/цикл)

Наблюдаемое изменение показателей рабочего процесса, а именно, увеличение концентрации в отработавших газах недоокисленных компонентов ( $CH$ ,  $CO$ ) и падение концентрации продуктов полного сгорания, в частности  $CO_2$ : говорит о том, что часть топлива не участвует в сгорании. Такого рода явления наблюдаются в случае, когда часть поступившего в цилиндр топлива оседает на стенках цилиндра и попадает в отработавшие газы в такте расширения. Следовательно, фаза впрыска является фактором влияющим на характер распределения топлива в цилиндре двигателя. Сопоставив область положений механизма газораспределения, в которой наблюдается ухудшение показателей рабочего процесса, с характером изменения направления потока в клапанной щели (Рис. 4.1.2) можно предположить, что подача топлива непосредственно в поток воздуха, поступающий в цилиндр двигателя, приводит к захвату частиц топлива движущимся потоком воздуха и к их последующему контакту с поверхностью цилиндра при движении поршня к нижней мертвой точке. С другой стороны, подача топлива на поверхность впускной системы или впускного клапана при закрытом впускном клапане приводит к расслоению поступающей в цилиндр топливовоздушной смеси, созданию изолирующего пристеночного слоя воздуха и как следствие, улучшению показателей рабочего процесса.

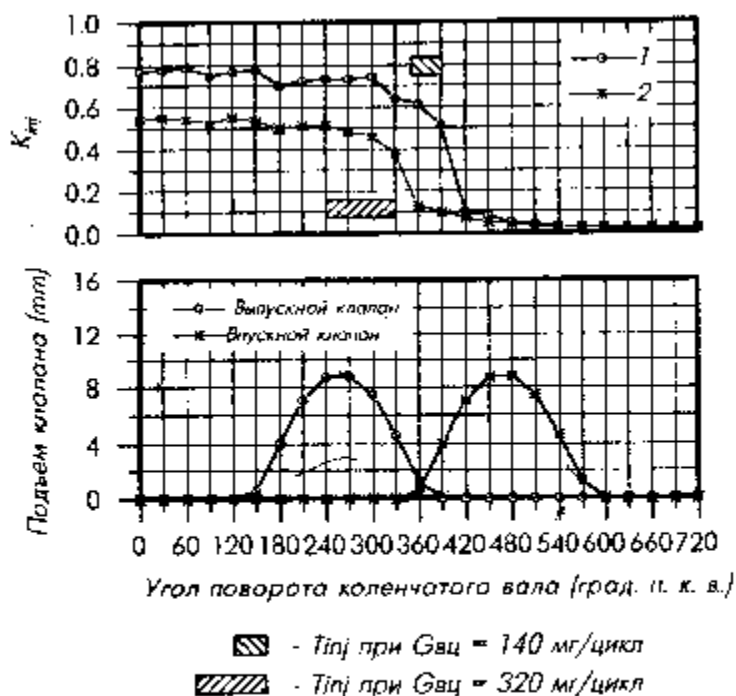


Рис. 4.1.4 Зависимость коэффициента использования топливоподачи от фазы впрыска ( $V_H = 2.3$  л,  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup>, 1 -  $G_{vc} = 140$  мг/цикл, 2 -  $G_{vc} = 320$  мг/цикл)

поступающим в цилиндр двигателя при изменении цикловой подачи топлива. Для оценки влияния фазы впрыска на долю топлива, от поданного форсункой и попавшую в цилиндр в первом цикле после изменения топливоподачи, воспользуемся коэффициентом использования топливоподачи  $K_{inj}$ , определяемым как отношение изменения массы топлива, попавшего в цилиндр двигателя к изменению массы топлива поданного форсункой:

$$K_{inj} = \frac{\Delta G_{mц}}{\Delta G_{впр_i}}$$

Где:  $\Delta G_{впр_i}$  - изменение количества топлива поданного форсункой;

$\Delta G_{mц}$  - изменение количества топлива поступившего в цилиндр двигателя.

Представленные на рисунке (Рис. 4.1.4) зависимости коэффициента

Еще раз необходимо подчеркнуть, что указанные явления, являющиеся факторами, определяющими выбор статических регулировок двигателе по фазе впрыска (моменту начала топливоподачи), в большой мере обусловлены конкретной конструкцией двигателя. Поэтому, в процессе адаптации должен быть предусмотрен анализ влияния фазы впрыска на показатели рабочего процесса двигателя. Еще одним аспектом, который необходимо учитывать при выборе статических регулировок двигателя, является характер взаимодействия факела топлива, подаваемого форсункой с потоком воздуха,

использования топливоподачи  $K_{inj}$  от фазы впрыска показывают, что для того чтобы обеспечить максимальное значение коэффициента  $K_{inj}$  подача топлива должна быть завершена до начала такта впуска или более строго, до момента соответствующего началу движения потока воздуха в цилиндр двигателя. При этом не все поданное форсункой топливо поступает в цилиндр двигателя, а часть его остается во впускной системе в виде топливной пленки. Количество выпавшего в пленку топлива зависит прежде всего (при прочих равных условиях) от величины абсолютного давления во впускной системе или связанного с ним циклового наполнения. В приведенном примере, коэффициент использования топливоподачи уменьшается с величины 0.85-0.75 до величины 0.57-0.50 при увеличении величины циклового наполнения со 140 до 320 мг/цикл. Это означает, что объем топлива, находящегося во впускной системе, возрастает по мере повышения давления в ней и достигает объема цикловой подачи при абсолютном давлении близком к атмосферному. Указанные особенности топливоподачи можно объяснить тем, что по мере снижения абсолютного давления во впускной системе, с одной стороны, увеличивается абсолютное количество испаряющегося топлива, а с другой, возрастает его относительная доля из-за уменьшения величины цикловой подачи топлива. Следует также отметить, что практическое прекращение попадания топлива в цилиндр совпадает с изменением направления движения потока воздуха через клапанную щель в момент появления обратного выброса в конце такта впуска.

Температура охлаждающей жидкости, а следовательно, и температура деталей впускной системы двигателя, так же оказывают влияние на коэффициент использования топливоподачи  $K_{inj}$ . По мере снижения температуры охлаждающей жидкости и деталей впускной системы, возрастает доля топлива находящегося во впускной системе (Рис. 4.1.5).

Итак, для того, чтобы обеспечить требуемое изменение величины цикловой подачи топлива необходимо завершить процесс впрыска топлива до начала поступления газов в цилиндр двигателя. Это означает, что основная часть топлива попадает в цилиндр двигателя из топливной пленки, сформированной во впускной системе. Отсюда, критерий выбор фазы впрыска, в общем виде может быть сформулирован как необходимость завершения подачи топлива к моменту начала такта впуска. При этом во внимание должна приниматься величина топливоподачи, обеспечивающая формирование топливной пленки и требуемый состав смеси при максимально возможном изменении циклового наполнения. С другой стороны, слишком раннее завершение подачи топлива приводит к появлению значительных динамических ошибок, связанных с невозможностью реализовать прогноз изменения циклового наполнения с достаточной точностью.

#### 4.2. Динамическая модель впускной системы по топливоподаче.

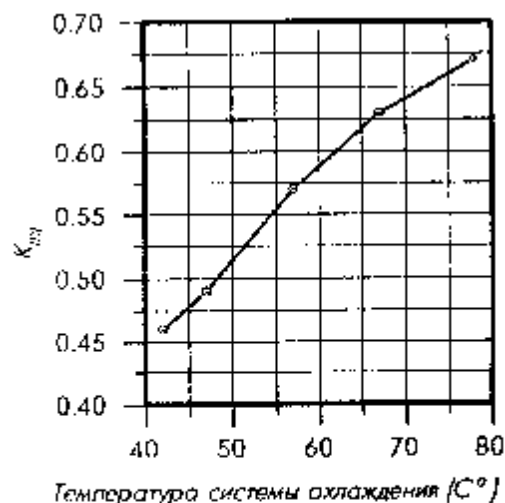


Рис. 4.1.5 Зависимость коэффициента использования топлива от температуры жидкости в системе охлаждения. ( $V_h = 2.3$  л,  $n = 1200$  мин<sup>-1</sup>,  $I - G_{mcr} = 160$  мг/цикл)



Реализация циклового управления рабочим процессом требует от системы

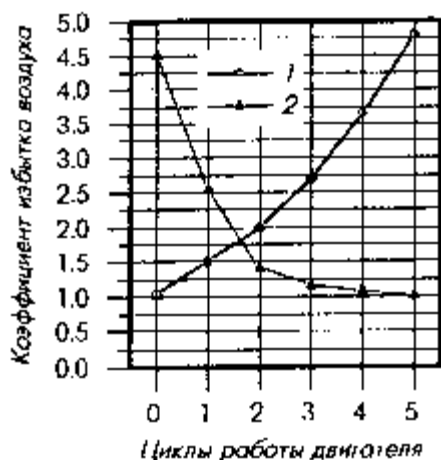


Рис. 4.2.1 Изменение реального коэффициента избытка воздуха в последовательных рабочих циклах при возобновлении (2) и прекращении (1) подачи топлива. ( $V_h = 2.3$  л,  $n = 1200$  мин<sup>-1</sup>,  $\varphi_{az} = 510$  град. п.ж.в.  $G_{вц} = 160$  мг/цикл)

управления обеспечения в каждом рабочем цикле заданного состава смеси. Решить задачу циклового управления подачей топлива можно, используя в процессе управления модель, описывающую передаточную функцию впускной системы. При этом в качестве исходной информации, возможно использовать текущую информацию получаемую от датчиков системы управления рабочим процессом и информацию описывающую предшествующее состояние двигателя и его систем. Поскольку объем информации, характеризующей состояние топливной пленки, ограничен (в распоряжении имеется информация только о температуре в системе охлаждения, температуре поступающего воздуха и абсолютном давлении во впускной системе) не представляется возможным (по

крайней мере, на данном этапе) использовать какую либо обратную связь для учета реального состояния впускной системы, то модель, описывающая передаточную функцию впускной системы по топливоподаче может быть сложной и должна обладать повышенным запасом устойчивости. Перед тем как перейти к анализу модели впускной системы рассмотрим изменение состава смеси в цилиндре двигателя при отключении и возобновлении подачи топлива, определенное путем стробоскопического анализа , отработавших газов. Эти зависимости позволяют определить характер поведения топливной пленки во впускной системе двигателя. Из рисунка (Рис.4.2.1) видно, что при отключении или возобновлении подачи топлива процесс изменения состава смеси, а следовательно, и поступление топлива в цилиндр двигателя, носит экспоненциальный характер.

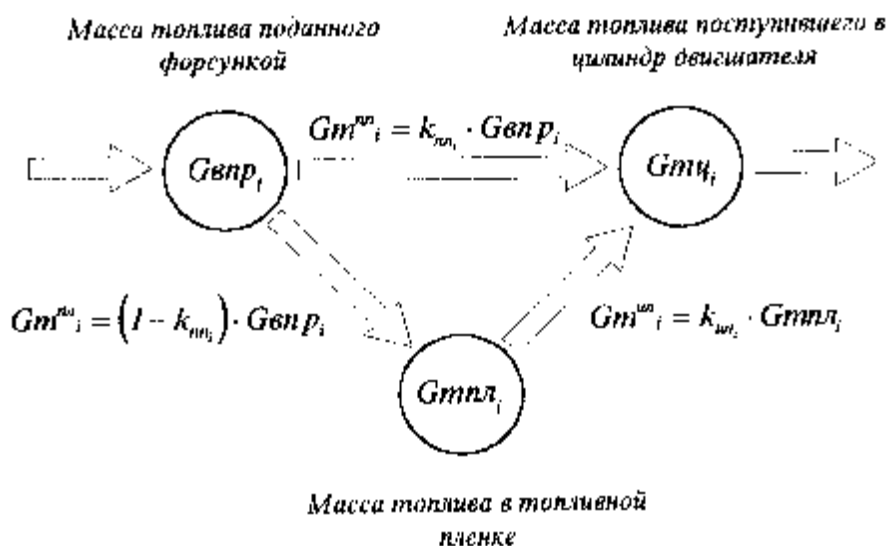


Рис. 4.2.2 Модель впускной системы по топливоподаче.

Рассмотрим процессы, происходящие во впускной системе (Рис. 4.2.2). Поданное форсункой топливо  $G_{впр_i}$ , поступает в цилиндр двигателя двумя путями: непосредственно, при подаче топлива форсункой в поток воздуха, поступающий в цилиндр и топливной пленки, образующейся на

поверхности деталей впускного трубопровода в текущем и предшествующих рабочих циклах. Масса топлива, попавшая в цилиндр двигателя непосредственно в процессе

впрыска  $Gm_{i-1}^{nn}$  определяется коэффициентом прямой подачи  $k_{nn}$  и может быть выражена как:  $Gm_{i-1}^{nn} = Ggnp_i \cdot k_{nni}$ . Оставшаяся часть топлива, равная  $Gm_{i-1}^{nl} = (1 - k_{nni}) \cdot Ggnp_i$  формирует топливную пленку. Масса топлива, попавшая в цилиндр из топливной пленки, определяется коэффициентом использования топливной пленки  $k_{un}$  учитывающим массовую долю топливной пленки, поступающую в цилиндр и равна:  $Gm_{i-1}^{un} = k_{uni} \cdot Gmnl_i$ . Коэффициент использования пленки  $k_{un}$  численно равен коэффициенту использования топливоподачи  $K_{inj}$ , определенного для случая завершения подачи топлива к моменту начала процесса впуска, когда все топливо попадает в цилиндр двигателя из топливной пленки. Отсюда, величину цикловой подачи топлива в текущем рабочем цикле можно представить как сумму массы топлива поступившего в цилиндр непосредственно в процессе впрыска, из топливной пленки, сформированной в текущем рабочем цикле и из топливной пленки находившейся впускной системе до подачи топлива:

$$Gm_{i-1} = k_{nni} \cdot Ggnp_i + k_{un_i} \cdot (1 - k_{nni}) \cdot Ggnp_i + k_{un_i} \cdot Gmnl_{i-1}, \text{ или}$$

$$Gm_{i-1} = (k_{nni} + k_{un_i} - k_{nni} \cdot k_{un_i}) \cdot Ggnp_i + k_{un_i} \cdot Gmnl_{i-1}.$$

С другой стороны, масса топлива оставшаяся во впускной системе после завершения впуска равна неиспользованному остатку от массы топливной пленки сформированной в текущем и прошлых рабочих циклах:

$$Gmnl_i = (1 - k_{nni}) \cdot (1 - k_{un_i}) \cdot Ggnp_i + (1 - k_{un_i}) \cdot Gmnl_{i-1}.$$

Используя полученные зависимости и балансовое уравнение:

$$Gm_{i-1} + Gmnl_i = Ggnp_i + Gmnl_{i-1},$$

характеризующие связь между поданной и использованной массой топлива, можно найти массу топлива, которая должна быть подана форсункой для обеспечения требуемой цикловой подачи топлива:

$$Ggnp_i = Gm_{i-1} + Gmnl_i - Gmnl_{i-1},$$

и массу топлива остающуюся во впускной системе после впуска как:

$$Gmnl_i = \frac{1 - k_{nni}}{(k_{nni} + k_{un_i} - k_{nni} \cdot k_{un_i})} \cdot \left( (1 - k_{nni}) \cdot Gm_{i-1} + k_{nni} \cdot Gmnl_{i-1} \right).$$

В интересующем нас случае, когда подача топлива завершается до начала такта впуска и все топливо поступает в цилиндр двигателя из топливной пленки ( $k_{nn} = 0$ ), массу топлива, оставшуюся в топливной пленке, можно определить как:

$$Gmnl_i = \frac{1 - k_{un_i}}{k_{un_i}} \cdot Gm_{i-1}.$$

$$D_{Gm_{i-1}} = \frac{1 - k_{nni}}{k_{un_i}}$$

Коэффициент  $D_{Gm_{i-1}}$ , называемый *коэффициентом динамической коррекции подачи топлива*, характеризует долю массы топлива в топливной пленке остающуюся после завершения впуска по отношению к цикловой подаче топлива. Естественно, что коэффициент динамической коррекции зависит как от характера взаимодействия поданного форсункой топлива с поверхностью деталей впускной системы и газами, заполняющими впускную систему, так и от времени этого взаимодействия. Поэтому, коэффициент динамической коррекции может быть описан как функция абсолютного давления во впускной системе (циклового наполнения) и

частоты вращения коленчатого вала двигателя,  $D_{Gm\psi} = f(G\psi, Freq)$ . Однако, на практике, часто ограничиваются описанием коэффициента динамической коррекции как функции только величины циклового наполнения  $D_{Gm\psi} = f(G\psi)$ , что связано с большой трудоемкостью определения коэффициента динамической коррекции при проведении адаптационных работ.

Изменение режима работы двигателя сопровождается, в некоторых случаях, изменением алгоритма вычисления подачи топлива. Это вызывает необходимость формулировать начальные условия, характеризующие массу топлива в топливной пленке  $Gm\psi_{i-1}, \dots, Gm\psi_0$ , на основании косвенных данных. В качестве таких данных могут быть использованы величина циклового наполнения, температура системы охлаждения, частота вращения коленчатого вала двигателя или их сочетание:  $Gm\psi_0 = f(Twat, G\psi, \dots, Freq)$ . Если начальные условия определить затруднительно, то в качестве  $Gm\psi_0$  может быть принята величина, равная массе топлива в топливной пленке в положении динамического равновесия топливоподачи в текущих условиях, в частности:

$$Gm\psi_0 = D_{Gm\psi}(Twat)_i \cdot Gm\psi_i$$

#### 4.3 Топливоподача на режиме ПУСК.

Условия, в которых необходимо обеспечить управление рабочим процессом на режиме ПУСК, существенно отличаются от условий, в которых осуществляется управление на других режимах. Эти отличия характеризуются отсутствием данных о величине циклового наполнения, поскольку использование информация от датчиков циклового наполнения (датчик массового расхода воздуха, датчик абсолютного давления) в условиях значительных колебаний угловой скорости коленчатого вала, скорости и направления потока воздуха через дроссельную заслонку и напряжения бортовой сети) не позволяют оценить величину циклового наполнения с достаточной точностью. Отсутствие остаточных газов в цилиндре двигателя до возникновения первой вспышки, вносит дополнительную погрешность в процесс вычисления циклового наполнения. Другой существенной особенностью режима ПУСК является отсутствие информации об условиях протекания рабочего цикла. Имеющиеся в наличии данные о температуре охлаждающей жидкости и температуре воздуха на впуске мало говорят об условиях, в которых будет протекать сгорание. Эти причины вызывают необходимость использовать особые подходы к управлению топливоподачей на режиме ПУСК, позволяющие получить необходимый состав смеси в цилиндре двигателя в условиях дефицита исходной информации.

Поскольку запуск двигателя возможен как при частоте вращения коленчатого вала, ограниченной снизу минимальной частотой устойчивой синхронизации системы управления, так и при достаточно высокой частоте, в случае прокрутки двигателя трансмиссией, диспетчер режимов должен обеспечить управление наполнением двигателя обеспечивающее максимально возможное наполнение при этих условиях:

$$Air = \{ Air_i = F(Freq_i, Reg^{пуск}) \}_{max} Reg^{пуск}$$

Twat (°C)	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5
Gmψ (мг/цикл)	1251.5	1251.6	1251.5	1251.5	1228.8	1188.2	1058.1	876.1
Twat (°C)	0	5	10	15	20	25	30	35
Gmψ (мг/цикл)	631.5	432.3	301.5	221.9	170.7	130.5	106.1	85.3
Twat (°C)	40	45	50	55	60	65	70	75
Gmψ (мг/цикл)	74.0	62.8	56.9	58.9	56.9	51.2	51.2	51.2
Twat (°C)	80	85	90	95	100	105	110	115
Gmψ (мг/цикл)	51.2	51.2	51.2	51.2	51.2	51.2	51.2	51.2
Twat (°C)	120	125	130	135	140	145	150	
Gmψ (мг/цикл)	51.2	51.2	51.2	51.2	51.2	51.2	51.2	

Рис. 4.3 / Таблица асинхронной подачи топлива на пуске Gmψ.

Другим соображением, требующим реализовывать пуск при максимальном

наполнении, является желание получить максимальный индикаторный момент в первых рабочих циклах после начала пуска с целью получения достаточного запаса кинетической энергии вращающихся деталей двигателя, позволяющей стабилизировать процесс сгорания в последующих рабочих циклах. И хотя этих предпосылок для точного определения величины цикловой подачи топлива недостаточно, они позволяют получить верхнюю величину наполнения при пуске и использовать ее при вычислении подачи топлива.

Минимизировать продолжительность пуска возможно создав условия для реализации рабочего цикла в цилиндре двигателя, начало такта впуска в котором совпало началом вращения двигателя. С этой целью необходимо подать во впускную систему такое количество топлива, которое обеспечило бы формирование топливной пленки и состав смеси в цилиндре двигателя находящийся в пределах воспламенения:

$$G_{np\alpha} = G_{mпл\alpha}(T_{wat}) + G_{np}(T_{wat}, G_{cy_{max}}).$$

Первая подача топлива  $G_{np\alpha}$  связана только с началом вращения коленчатого вала, которое является условием режима ПУСК и может произойти при любом его появлении, поэтому, она называется *асинхронной подачей топлива* на пуске. Пример таблицы, описывающей величину асинхронной цикловой подачи топлива на пуске в зависимости от температуры охлаждающей жидкости, показан на Рис. 4.3.1.

Поскольку количество топлива, которое необходимо подать во впускную систему и масса топлива из впускной системы, которая поступит цилиндр двигателя, могут быть определены лишь ориентировочно, то необходимо обеспечить такие условия подачи топлива, которые создали бы условия воспламенения и сгорания если не в первом, то по крайней мере в одном из нескольких последующих рабочих циклах. Реализовать эти условия можно чередуя циклы с ограниченной  $G_{np_{min}}$  и повышенной  $G_{np_{st}}$  относительно оптимального значения подачи.

$T_{wat} (^{\circ}C)$	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5
$G_{np_{st}} (мг/цикл)$	1251.5	1251.5	1251.5	1251.5	1240.2	1206.0	1109.3	881.8
$T_{wat} (^{\circ}C)$	0	5	10	15	20	25	30	35
$G_{np_{st}} (мг/цикл)$	848.5	455.1	330.0	250.3	204.8	176.4	163.6	136.5
$T_{wat} (^{\circ}C)$	40	45	50	55	60	65	70	75
$G_{np_{st}} (мг/цикл)$	119.5	102.4	81.0	70.8	74.0	68.3	68.3	68.3
$T_{wat} (^{\circ}C)$	80	85	90	95	100	105	110	115
$G_{np_{st}} (мг/цикл)$	68.3	68.3	68.3	68.3	68.3	68.3	68.3	68.3
$T_{wat} (^{\circ}C)$	120	125	130	135	140	145	150	
$G_{np_{st}} (мг/цикл)$	68.3	68.3	68.3	68.3	58.3	68.3	68.3	

Рис. 4.3.2 Таблица максимальной подачи топлива на пуске  $G_{np_{st}}$

$T_{wat} (^{\circ}C)$	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5
$G_{np_{min}} (мг/цикл)$	421.0	421.0	421.0	421.0	421.0	415.3	396.2	352.7
$T_{wat} (^{\circ}C)$	0	5	10	15	20	25	30	35
$G_{np_{min}} (мг/цикл)$	295.8	233.2	187.7	153.6	130.8	113.8	102.4	91.0
$T_{wat} (^{\circ}C)$	40	45	50	55	60	65	70	75
$G_{np_{min}} (мг/цикл)$	85.3	78.6	74.0	68.3	62.8	58.9	51.2	45.5
$T_{wat} (^{\circ}C)$	80	85	90	95	100	105	110	115
$G_{np_{min}} (мг/цикл)$	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5
$T_{wat} (^{\circ}C)$	120	125	130	135	140	145	150	
$G_{np_{min}} (мг/цикл)$	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	

Рис. 4.3.3 Таблица минимальной подачи топлива на пуске  $G_{np_{min}}$

В том случае, если запуска двигателя достичь не удалось, цикловая подача топлива должна быть уменьшена с целью создания условий, при которых может быть возможен запуск двигателя в следующей попытке. Зависимость изменения подачи топлива от количества оборотов коленчатого вала, совершенных с начала пуска, описывается коэффициентом  $K_{gtcfr}(Freq_E)$  характеризующим степень уменьшения цикловой подачи топлива при продолжительном пуске:

$$G_{np_i} = G_{np_{st}}(T_{wat}) \cdot K_{gtcfr}(Freq_E), \text{ при } Freq_E = 1, 2, \dots, n_c$$

$$G_{np_i} = G_{np_{min}}(T_{wat}) \cdot K_{gtcfr}(Freq_E), \text{ при } Freq_E = n_c, \dots, N_c$$

$K_{gtcfr}(Freq_E)$  - коэффициент изменения топливоподачи в зависимости от суммарных оборотов коленчатого вала двигателя;

$Freq_E$  - суммарные обороты коленчатого вала двигателя;  
 $n_c$  - количество оборотов с максимальной подачей;  
 $N_c$  - модуль счетчика оборотов коленчатого вала двигателя.

В том случае, если при пуске двигателя произошло воспламенение смеси в нескольких последовательных рабочих циклах, то индикаторной мощности



Рис. 4.3.4 Зависимость изменения подачи топлива от количества оборотов коленчатого вала двигателя с начала пуска

оказывается достаточно, для того чтобы частота вращения коленчатого вала значительно выросла. Это изменение частоты вращения приводит к падению наполнения цилиндров двигателя свежим зарядом, а с другой стороны, горячие остаточные газы, поступающие во впускную систему двигателя при газообмене, вызывают резкое

обогащение смеси за счет интенсивного испарения топлива с поверхностей впускной системы, а возросшие скорости потоков усиливают эти явления. Эти причины требуют принятия мер позволяющих контролировать перечисленные процессы, как при пуске, так и при выходе из режима ПУСК.

Учет цикловой индикаторной мощности может быть осуществлен путем анализа ускорения коленчатого вала двигателя на угловом интервале, расположенном в такте расширения текущего цилиндра. В случае регистрации рабочего цикла, вызвавшего рост углового ускорения коленчатого вала, производится корректировка цикловой подачи топлива, учитывающей изменение условий сгорания в следующем рабочем цикле.

$$Gen p_i = Gen p_{acs} (Twut), \text{ при } Freq_{acs} < Freq < Freq^{пуск} \text{ или } \Delta Freq > \Delta Frq_{acs}$$

Где:  $Freq^{пуск}$  - частота вращения коленчатого вала двигателя определяющая границу режима ПУСК;

$Freq_{acs}$  - частота вращения коленчатого вала определяющая границу анализа ускорения частоты вращения коленчатого вала двигателя.

$\Delta Frq_{acs}$  - ускорение частоты вращения коленчатого вала при наличии сгорания в цилиндре двигателя на пуске;

$Gen p_{acs}$  - цикловая подача топлива на пуске при регистрации сгорания.

Алгоритм расчета цикловой подачи топлива на режиме ПУСК показан на Рис. 4.3.5. Синхронизация выполнения алгоритма вычисления асинхронной цикловой подачи осуществляется диспетчером режимов при регистрации начала вращения коленчатого вала двигателя. Дальнейшее управление подачей топлива на пуске реализуется синхронным процессором, причем, фаза впрыска выбирается из общих условий, требующих завершить подачу топлива до начала впуска. Необходимо отметить, что для некоторых типов двигателей эти требования на пуске являются весьма критичными.





регулировок состава смеси при разных температурных состояниях двигателя; требование соответствия регулировок режиму работы двигателя и согласование переходов между режимами; требование обеспечения оптимального состава смеси при запуске двигателя после отключения подачи топлива и требование поддержания состава смеси, необходимого для работы  $\lambda$ -регулятора.

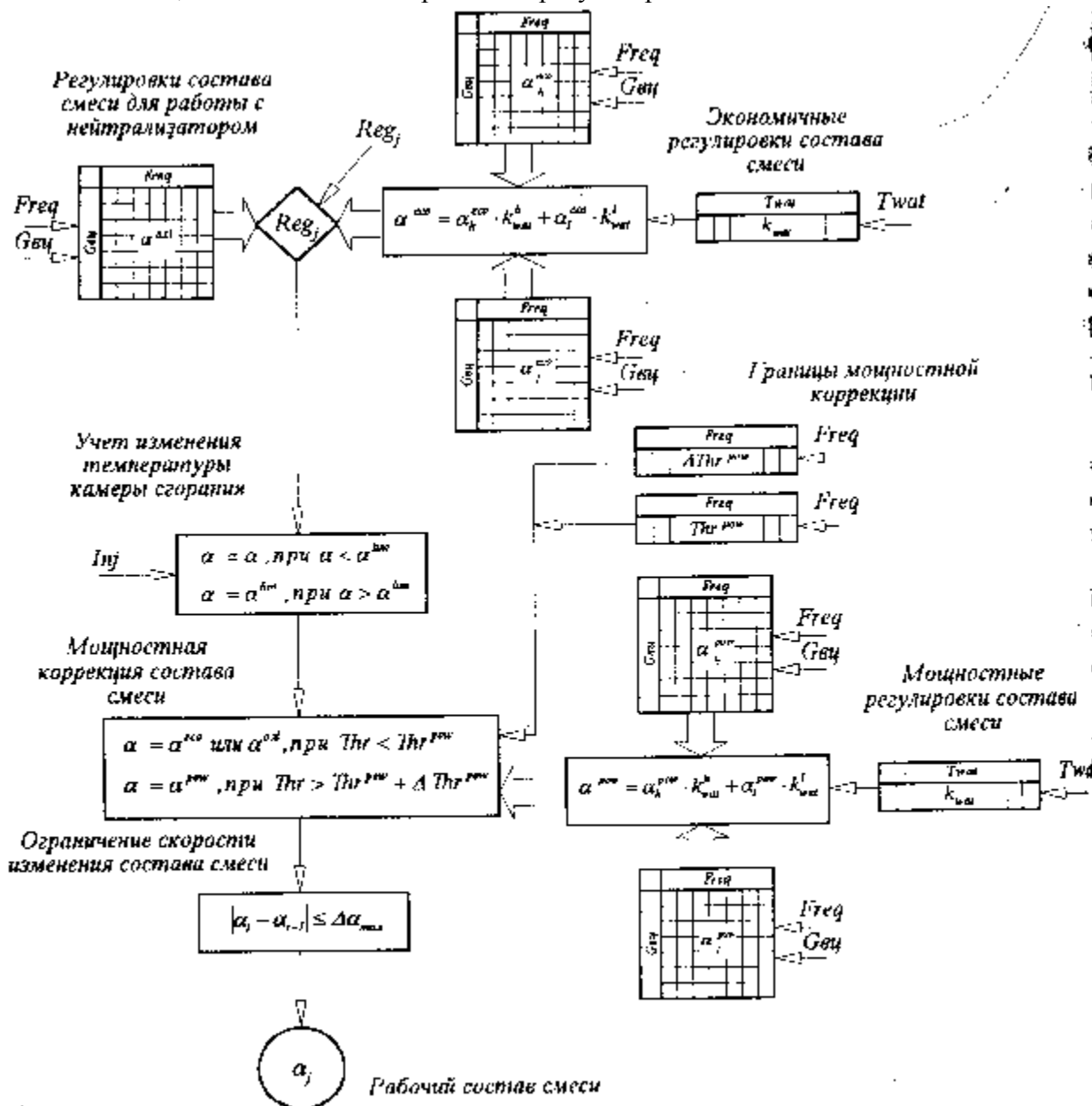


Рис. 4.4.1 Алгоритм вычисления состава смеси.

Анализ алгоритма вычисления состава смеси начнем с обсуждения проблем, связанных с получением оптимальных регулировок состава смеси при изменении температурного состояния двигателя. При этом в очередной раз необходимо подчеркнуть, что построение моделей описывающих поведение двигателя, в частности при прогреве, должно основываться на реальной возможности получения информации описывающей состояние двигателя, как при проведении адаптации, так и при эксплуатации автомобиля. Прогрев двигателя от температуры  $-20^{\circ}\text{C}$ , при которой должен быть обеспечен запуск двигателя без применения средств улучшения пуска, до рабочей температуры занимает непродолжительное время, которого явно недостаточно для получения регулировочных характеристик двигателя по топливоподаче. Более того, получение регулировок двигателя, или хотя бы их уточнение, должно

производится непосредственно при прогреве двигателя на автомобиле, так как температуры отдельных деталей двигателя и окружающей среды отличны для случая прогрева и установившейся температуры охлаждающей жидкости. По этой причине, получение регулировок двигателя для температуры отличной от рабочей, является весьма сложной задачей, а их описание требует применения методов экстраполяции и интерполяции.

Итак, регулировками двигателя по составу смеси, которые могут быть получены при адаптации системы управления с достаточной степенью полноты и точности являются регулировки при рабочей температуре охлаждающей жидкости (80-90°C), включающие: регулировку состава смеси, обеспечивающую заданные требования по токсичности отработавших газов при работе двигателя без  $\lambda$ -регулятора  $\alpha_h^{eco}$ , мощностную регулировку состава смеси  $\alpha_h^{pwr}$  и регулировку состава смеси для работы с  $\lambda$ -регулятором  $\alpha^{oxi}$  (Рис. 4.4.1). В некоторых случаях этих регулировок достаточно для того, чтобы экстраполируя имеющиеся данные в другие температурные условия и обеспечить приемлемые характеристики двигателя. Однако, в более сложных случаях, характер регулировок рабочего процесса по топливоподаче для низких температур существенно отличается и не может быть получен экстраполяцией регулировок полученных для рабочей температуры охлаждающей жидкости. В этом случае необходимо введение, для экономичных и мощностных регулировок вторых опорных таблиц, описывающих регулировки состава смеси при пониженной температуре,  $\alpha_i^{eco}$  и  $\alpha_i^{pwr}$  соответственно.

Выбор температуры охлаждающей жидкости, при которой определяются эти регулировки, зависит от требований и методов оценки токсичности, отработавших газов и условий эксплуатации автомобиля. На практике, эта температура может лежать диапазоне 0-20°C. Наличие опорных таблиц, описывающих регулировки двигателя при двух значения температуры охлаждающей жидкости, позволяет значительно повысить точность описания регулировок двигателя во всем диапазоне температур, применяя для этого нелинейную экстраполяцию вида:

$$\alpha^{eco} = \alpha_h^{eco} \cdot k_{wat}^h + \alpha_i^{eco} \cdot k_{wat}^l \quad \text{и} \quad \alpha^{pwr} = \alpha_h^{pwr} \cdot k_{wat}^h + \alpha_i^{pwr} \cdot k_{wat}^l$$

Где:  $k_{wat}^h$  и  $k_{wat}^l$  – нелинейные коэффициенты экстраполяции.

Характер изменения этих коэффициентов экстраполяции, в зависимости от температуры показан на Рис. 4.4.2.

Работа двигателя на режимах ОМЧВ и ЧН возможна как  $\lambda$ -регулятором так и без него. В соответствии с этим и осуществляется выбор диспетчером режимов тех или иных регулировок рабочего процесса двигателя. Наличие одной таблицы регулировок состава смеси, используемой при работе с  $\lambda$ -регулятором обусловлено тем, что  $\lambda$ -регулятор включается только на прогревом двигателе и следовательно, необходимость в таблице, описывающей регулировки двигателя при низкой температуре отпадает.

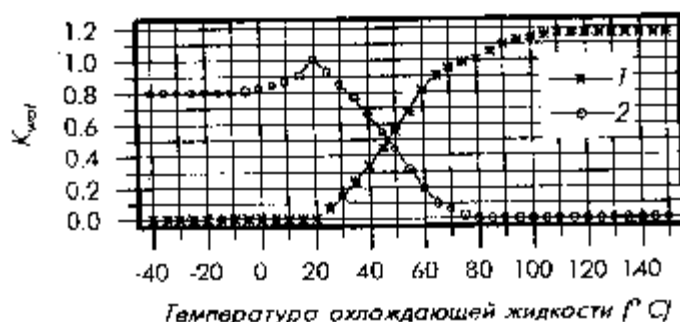


Рис. 4.4.2 Зависимость изменения коэффициентов экстраполяции от температуры охлаждающей жидкости.

(1-  $k_{wat}^h$ , 2-  $k_{wat}^l$ )

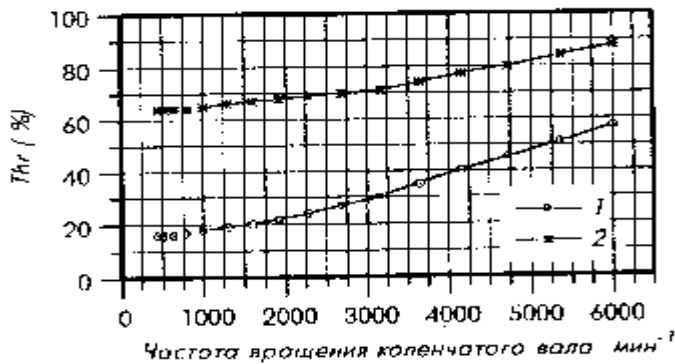


Рис. 4.4.3 Зависимость границы режима полной мощности  $Thr^{pow}$  (1) и границы мощностного состава смеси  $Thr^{pow} + \Delta Thr^{pow}$  (2) от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

состава смеси, при последующем запуске двигателя. Модель, описывающая эти процессы, должна выглядеть следующим образом. Исходя из предположения, что температура камеры сгорания снижается после прекращения подачи топлива линейно и что это снижение требует пропорционального обогащения состава смеси при последующем запуске двигателя, текущий состав смеси должен быть ограничен величиной  $\alpha^{lim}$  снижающейся до уровня  $\alpha^{min}$  со скоростью  $\Delta\alpha^{dn}$  от состава смеси на момент прекращения подачи топлива и возрастающей по мере прогрева камеры сгорания со скоростью  $\Delta\alpha^{dn}$ , при возобновлении подачи:

$$\alpha = \alpha, \text{ при } \alpha < \alpha^{lim}, \alpha = \alpha^{lim}, \text{ при } \alpha > \alpha^{lim}.$$

Величины  $\alpha^{min}$ ,  $\Delta\alpha^{dn}$ ,  $\Delta\alpha^{dn}$  являются калибровочными константами и уточняются при адаптации. Переход с режима частичных нагрузок на режим полной мощности обусловлен изменением способа управления мощностью двигателя, то есть заменой количественного способа управления на качественный. В этом случае, увеличение мощности двигателя осуществляется за счет обогащения состава смеси, предельное значение которого описывается мощностными регулировками состава смеси. С целью обеспечения необходимой управляемости автомобиля, переход на мощный состав смеси осуществляется в некотором диапазоне положений дроссельной заслонки,

$$\alpha = \alpha^{eco} \text{ или } \alpha = \alpha^{xi}, \text{ при } Thr < Thr^{pow} \text{ и } \alpha = \alpha^{puw} \text{ при } Thr > Thr^{pow} + \Delta Thr^{pow}.$$

описываемом таблицами, задающими границу режима мощностной коррекции  $Thr^{pow}$  и ширину зоны перехода на мощный состав смеси  $\Delta Thr^{pow}$ . При положении дроссельной заслонки в интервале  $Thr^{pow} < Thr < Thr^{pow} + \Delta Thr^{pow}$  для, нахождения текущего состава смеси должна осуществляться интерполяция между регулировками состава смеси, обеспечивающими заданные требования по токсичности отработавших газов, при работе двигателя без  $\lambda$ -регулятора  $ah^{eco}$ , или регулировками состава смеси для работы с  $\lambda$ -регулятором  $\alpha^{oxi}$  и мощностными регулировками состава смеси  $ah^{pow}$ , пропорционально положению дроссельной заслонки в зоне перехода  $\Delta Thr^{pow}$ .

На заключительном этапе определения значения состава смеси необходимо обеспечить плавность изменения состава, ограничив скорость его изменения величиной  $\Delta\alpha^{max}$ :

$$|\alpha_i - \alpha_{i-1}| \leq \alpha_{max}.$$

Вычисление требуемого состава смеси, циклового наполнения и цикловой подачи топлива, позволяют перейти к последнему шагу алгоритма управления топливоподачей, к вычислению продолжительности управляющего импульса,

Управление цикловым наполнением, осуществляемое водителем, воздействующим на дроссельную заслонку двигателя сопровождается весьма часто снижением циклового наполнения до величины, не обеспечивающей устойчивое сгорание топлива. Это вызывает необходимость прекращать подачу топлива, что приводит к постепенному снижению температуры камеры сгорания и изменению требуемых регулировок рабочего процесса, в частности

подаваемого на форсунку (Рис. 4.4.4).

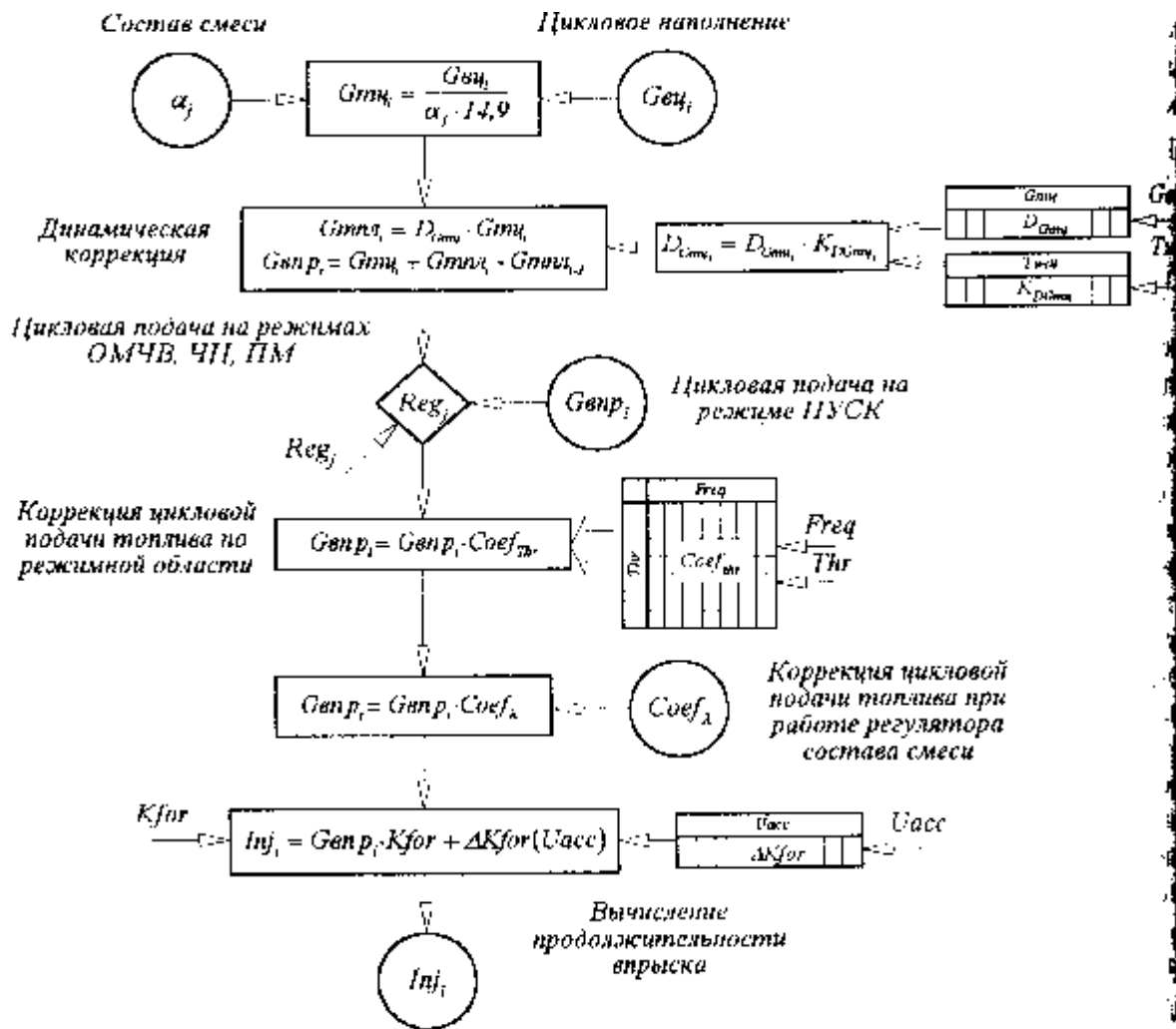


Рис. 4.4.4 Алгоритм вычисления продолжительности управляющего импульса подаваемого на форсунку

Исходными данными для расчета цикловой подачи топлива являются величина циклового наполнения  $G_{vc}$  коэффициент избытка воздуха  $\alpha_j$ , позволяющие вычислить величину цикловой подачи топлива  $G_{mci}$ . В свою очередь, получение величины цикловой подачи топлива позволяет перейти к расчету массы топлива, которая должна быть подана форсункой. Воспользовавшись табличной зависимостью коэффициента динамической коррекции подачи топлива  $D_{Gmci}$  от циклового наполнения (Рис. 4.4.5) и температуры охлаждающей жидкости (Рис. 4.4.6) коэффициент  $D_{Gmci}$  можно определить как:

$$D_{Gmci} = D_{Gmci}(G_{vc}) \cdot K_{D_{Gmci}}(T_{wat})$$

В зависимости от режима работы двигателя, контролируемого диспетчером режимов, дальнейшее вычисление массы топлива подаваемого форсункой может проводиться на основании текущих вычислений, основанных на измерении циклового наполнения (режимах ОМЧВ, ЧН, ПМ) или на основании данных косвенно характеризующих цикловое наполнение (режим ПУСК). Вследствие того, что передаточный коэффициент форсунки зависит от положения режимной точки, для обеспечения требуемой точности реализации регулировок необходимо произвести корректировку массы топлива поданного форсункой, используя коэффициент коррекции подачи топлива  $Coef_{thr}$ , как функцию частоты вращения и положения дроссельной заслонки:



$$G_{впр_i} = G_{впр_i} \cdot Coef_{Thr}(Freq, Thr)$$

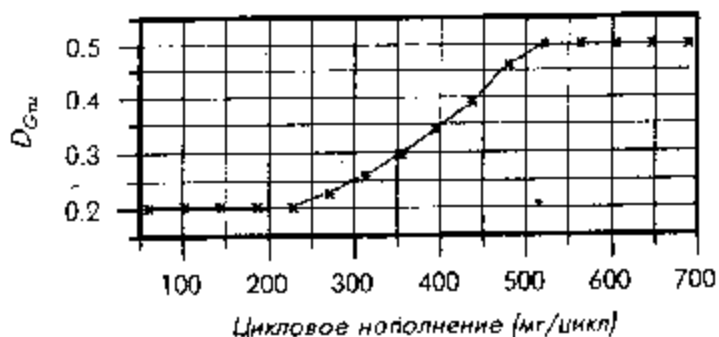


Рис. 4.4.5 Зависимость коэффициента динамической коррекции  $D_{Gm}$  от циклового наполнения.



Рис. 4.4.6 Зависимость температурной поправки коэффициента динамической коррекции  $K_{DGm}$  от температуры охлаждающей жидкости.

Выбор в качестве аргумента функции корректировки, частоты вращения коленчатого вала и положения дроссельной заслонки обусловлен механизмом влияния положения режимной точки на коэффициент  $Coef_{Thr}$ . Это влияние, в большой мере, связано с колебаниями давления во впускной системе двигателя, а характеристики этих колебаний определяются не столько величиной циклового наполнения, сколько положением дроссельной заслонки.

В случае работы  $\lambda$ -регулятора, управление составом смеси осуществляется путем воздействия на количество топлива, подаваемого форсункой, с использованием коэффициента коррекции подачи топлива  $Coef_{\lambda}$ :

$$G_{впр_i} = G_{впр_i} \cdot Coef_{\lambda}$$

Производительность топливной форсунки описывается двумя параметрами характеризующими ее статическую  $Kfor$  и динамическую производительность  $\Delta Kfor$ . При этом статическая производительность определяет расход топлива через открытую форсунку в стандартных условиях, а динамическая производительность зависит от скорости и характера открытия и закрытия ее клапана. Учитывая сильно выраженную зависимость динамической производительности форсунки от питающего напряжения, продолжительность впрыска может быть определена как:

$$Inj_i = G_{впр_i} \cdot Kfor + \Delta Kfor (U_{acc})$$

Величина длительности впрыска  $Inj_i$  полученная в результате вычислений, является конечной величиной характеризующей продолжительность открытого состояния форсунки, которая используется для непосредственного управления форсункой.

- Количество топлива, которое должно поступить в цилиндр, определяется прогнозируемым цикловым наполнением  $Sw_{ци}$  и требуемым составом смеси  $\alpha$ .
- Современные системы управления осуществляют подачу топлива, синхронизируясь с угловым положением коленчатого вала или механизма газораспределения. Подача топлива организованная подобным образом, называется *фазированным впрыском*

*топлива.*

- Для того чтобы обеспечить требуемое изменение величины цикловой топлива необходимо завершить процесс впрыска топлива до начала поступления газов в цилиндр двигателя в такте впуска. Это означает, что основная часть топлива попадает в цилиндр двигателя из топливной пленки, сформированной во впускной системе.
- Величина цикловой подачи топлива в текущем рабочем цикле представляет собой сумму массы топлива поступившей в цилиндр непосредственно в процессе впрыска, из топливной пленки сформированной в текущем рабочем цикле и топливной пленки находившейся во впускной системе до подачи топлива.
- Поскольку на режиме ПУСК количество топлива, которое необходимо подать во впускную систему и доля топлива из впускной системы, которая поступает в цилиндр двигателя, может быть определена лишь ориентировочно, то необходимо обеспечить такое количество подачи топлива, которое создало бы условия воспламенения и сгорания смеси если не в первом, то по крайней мере одном из нескольких последующих рабочих циклов.

### УПРАВЛЕНИЕ УГЛОМ ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ

#### 5.1. Алгоритм и организация управления углом опережения зажигания

Среди параметров, характеризующих состояние двигателя, угловое положение коленчатого вала играет особую роль. Это связано с тем, что большинство действий системы управления, связанных с управлением рабочим процессом, должны быть выполнены при определенном угловом положении коленчатого вала. Для решения задач синхронизации процесса управления с угловым положением коленчатого вала современные двигатели оборудуются датчиком углового положения коленчатого вала взаимодействующим с делительным диском, установленным на коленчатом валу двигателя и называемым *диск синхронизации 60-2*. Диск имеет 60 зубьев, равномерно расположенных по окружности, 2 из которых удалены. Отсутствие импульсов от удаленных зубьев служит для привязки последовательности импульсов датчика синхронизации к начальному положению коленчатого вала. Метод, используемый для идентификации пропущенных зубьев диска синхронизации, основан на анализе временных интервалов в последовательности импульсов датчика и может быть реализован только при ограниченном ускорении коленчатого вала двигателя. Поэтому, датчик и диск синхронизации ориентируются на коленчатом валу двигателя таким образом, что бы пропущенные зубья диска синхронизации взаимодействовали с датчиком синхронизации, когда он имеет максимальную угловую скорость, а следовательно, минимальное ускорение. Отсутствующие, из-за пропущенных зубьев, импульсы восстанавливаются в процессе обработки сигнала датчика синхронизации синхронным процессором. Поэтому, в результате обработки сигнала диска синхронизации, в системе управления рабочим процессом двигателя имеется информация об угловом положении коленчатого вала двигателя с дискретностью 6 гр.п.к.в.

Точность привязки выполнения тех или иных действий по измерению или управлению параметрами рабочего процесса к определенному угловому положению коленчатого вала определяется тем, насколько его угловое положение влияет на показатели рабочего процесса двигателя. Для большинства синхронных процессов, связанных с измерением параметров и управлением рабочим процессом двигателя, синхронизация их выполнения с угловым положением коленчатого вала с дискретностью 6 градусов является вполне приемлемой. Однако существуют процессы, для которых необходимо обеспечить более высокую дискретность привязки к угловому положению коленчатого вала. К этим процессам относятся момент искрообразования и момент запуска процедуры измерения сигнала датчика детонации. Анализ регулировочных характеристик двигателя по углу опережения зажигания показывает, что во всех случаях является приемлемой погрешность реализации момента искрообразования не более  $\pm 0.5$  град. То же можно сказать и о моменте запуска процедуры измерения сигнала датчика детонации. В этих случаях, указанная погрешность определяется точностью установки датчика и диска синхронизации относительно положения коленчатого вала соответствующего ВМТ, точностью определения собственно положения ВМТ, временными задержками в канале обработки сигнала датчика синхронизации и так далее. При этом выбор дискретности представления момента искрообразования должен быть проведен с учетом перечисленных выше факторов. Можно утверждать, что дискретность реализации угла опережения зажигания, составляющая 0.5 град. п.к.в., практически не оказывает влияния на реальную погрешность момента искрообразования.

Рассмотрим общие подходы позволяющие решить задачу реализации синхронных

событий и взаимодействие синхронного процессора и процессора реального времени в системе управления рабочим процессом двигателя. Существуют две принципиально различные задачи управления, связанные с необходимостью реализовать временной интервал, окончание которого синхронизировано с угловым положением коленчатого вала. В первом случае, имеющем место при управлении подачей топлива, повышенные требования предъявляются к точности реализации временного интервала. Предварительно рассчитанный, исходя из требуемого момента окончания подачи топлива для каждой режимной точки, момент начала топливоподачи определяет угловое положение запуска таймера формирующего продолжительность впрыска. В этом случае, угловое положение коленчатого вала соответствующее окончанию подачи топлива не контролируется системой управления и лежит в окрестностях требуемого значения. Во втором случае, как это имеет место при управлении УОЗ в системе управления с индуктивным накоплением энергии в катушках зажигания, необходимо обеспечить высокую угловую точность окончания временного интервала накопления энергии при сниженных требованиях к его продолжительности, поскольку именно окончание процесса накопления вызывает искрообразование.

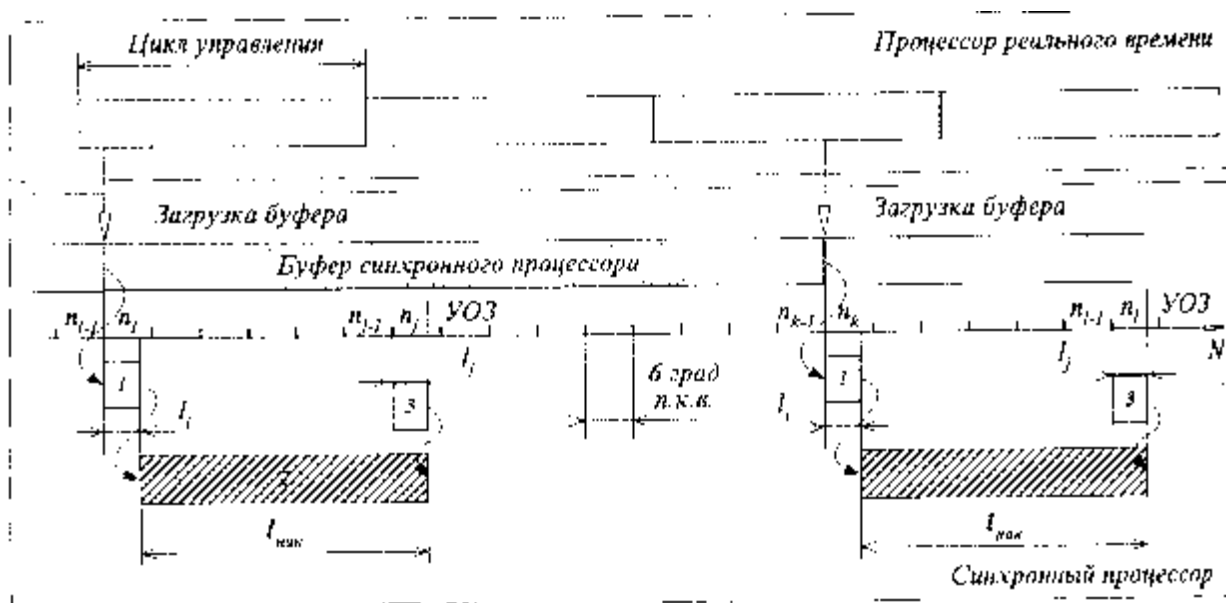


Рис. 5.1.1 Характер взаимодействия синхронного процессора и процессора реального времени при управлении УОЗ

Обсудим задачу реализации временного интервала, окончание которого определяется угловым положением коленчатого вала более подробно. Для решения этой задачи необходимо преобразовать двухмерную систему координат, в которой осуществлял управления подобными процессами, к одномерной, в данном случае угловой. Проблема данного преобразования заключается в необходимости прогнозировать события, например угловое положение коленчатого вала двигателя в момент отключения катушки зажигания, в условиях, когда связь между этими системами координат может быть описана только вероятностными зависимостями. Следовательно, для повышения точности управления, необходимо минимизировать время между получением информации текущем положении коленчатого вала и выполняемым управляющим действием. В каждом конкретном случае, при управлении УОЗ, последовательность управляющих действий и выглядит следующим образом (Рис. 5.1.1). Процессор реального времени вычисляет соответствующие текущим регулировкам и положению режимной точки параметры, характеризующие момент включения и выключения накопления энергии в катушках зажигания. К этим параметрам относятся

момент включения  $n_i$  и выключения  $n_j$  катушки зажигания выраженный в порядковом номере метки получаемой с диска синхронизации и смещение этих моментов относительно меток  $n_i$  и  $n_j$ , полученное как угловые доли  $l_i$ , и в угловом интервале между соседними метками. В свою очередь, синхронный процессор, на основании измерения временного интервала между предыдущей меткой синхронизации  $n_{i-1}$  и меткой  $n_i$  в момент ее прихода, вычисляет временной интервал соответствующий угловой доле  $l_i$ , на интервале меток синхронизации и загружает таймер, управляющий включением катушки зажигания, при этом само включение происходит автоматически. Аналогичная процедура выполняется и при отключении накопления энергии в катушках зажигания. Реализация данной процедуры управления синхронными процессами, и в частности управления УОЗ, позволяет получить дискрету углового квантования управляемого параметра, определяемую аппаратным разрешением таймера, на любом желаемом уровне, в то же время, методическая погрешность реализации УОЗ будет зависеть от текущего ускорения коленчатого вала.

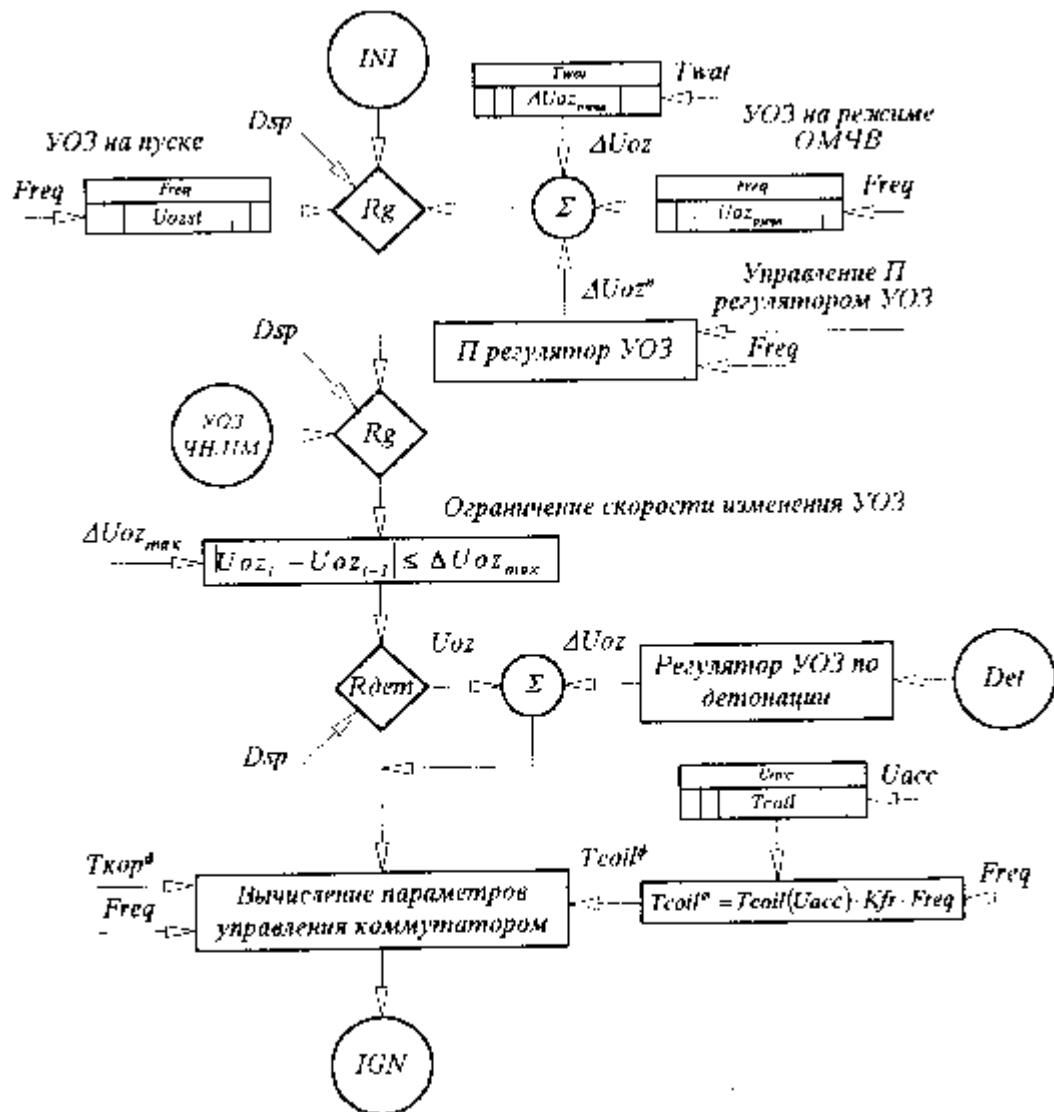


Рис. 5.1.2 Алгоритм управления углом опережения зажигания.

Рассмотрим основные элементы алгоритма управления углом опережения зажигания (Рис. 5.1.2). Выбор того или иного источника, определяющего величину УОЗ в зависимости от положения режимной точки, регулировок и режима работы двигателя, выполняется диспетчером режимов. На режиме ПУСК, значение угла опережения зажигания определяется в соответствии с регулировками  $Uoz = Uoz_{st}(Freq)$  в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. При переходе на режим ОМЧВ УОЗ вычисляется как сумма трех параметров: базового УОЗ  $Uoz = Uoz_{омчв}(Freq)$ , поправки зависящей от температуры охлаждающей жидкости  $Uoz = \Delta Uoz_{омчв}(Freq)$  и поправки  $\Delta Uoz^n$ , формируемой регулятором частоты вращения коленчатого вала по углу опережения зажигания, описанным ниже. Более сложная процедура вычисления УОЗ должна быть



реализована на режимах ЧН и ПМ (Рис. 5.1.3). Это связано с тем, что на этих режимах диапазон изменения положений режимной точки максимален, а существующая нелинейности изменения требуемого УОЗ не может быть описана простыми зависимостями.

Способ, применяемый для описания регулировок УОЗ в зависимости от положения режимной точки и температуры аналогичен способу, применяемому для описания регулировок топливоподачи. Наличие на каждом режиме двух опорных таблиц

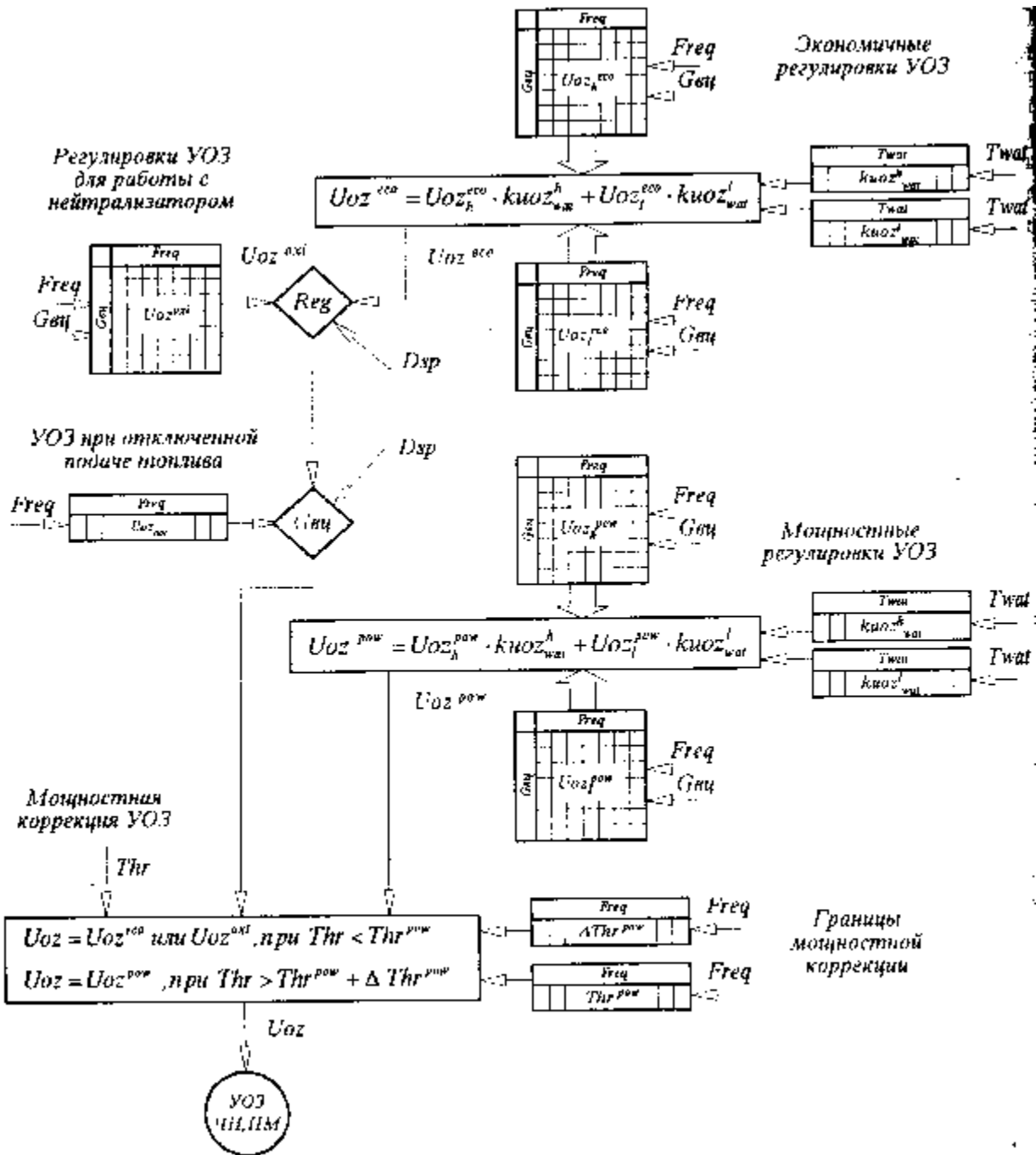


Рис. 5.1.3 Алгоритм управления углом опережения зажигания на режиме ЧН и ПМ

регулировок  $U_{oz}^{eco}(Freq, G_{vu})$ ,  $U_{oz}^{eco}(Freq, G_{vu})$  и  $U_{oz}^{pow}(Freq, G_{vu})$ ,  $U_{oz}^{pow}(Freq, G_{vu})$ , описывающих регулировки рабочего процесса по УОЗ при высокой и низкой температуре охлаждающей жидкости, а также описания коэффициентов нелинейной экстраполяции  $k_{uoz}^h(T_{wat})$  и  $k_{uoz}^l(T_{wat})$  позволяет значительно повысить точность описания регулировок УОЗ во всем диапазоне температур. При наличии в системе управления каталитического нейтрализатора, управление УОЗ должно осуществляться в соответствии регулировками, описанными в таблице  $U_{oz}^{oxi}(Freq, G_{vu})$ . В этом случае

поправка УОЗ по температуре охлаждающей жидкости, как правило, не требуется так как включение регулятора состава смеси происходит при достаточно высокой температуре охлаждающей жидкости. В случае отключения подачи топлива на режиме ЧН в качестве регулировок УОЗ должны использоваться регулировки позволяющие обеспечить запуск двигателя с минимальным индикаторным моментом  $Uoz_{noi}(Freq)$ . Это необходимо для предотвращения резкого изменения ускорения автомобиля в момент запуска двигателя, когда возникнут необходимые для этого условия. При достижении дроссельной заслонкой положения, соответствующего границе мощностной коррекции  $Thr^{pow}(Freq)$  в диапазоне ее положений, определяемых описанием ширины зоны мощностной коррекции  $\Delta THR^{pow}(Freq)$ , система управления рабочим процессом двигателя изменяет УОЗ в соответствии с регулировками, требуемыми на режиме ПМ.

Как правило, при выборе регулировок рабочего процесса, стремятся выбрать угол опережения зажигания соответствующий максимальной эффективности рабочего процесса. Однако это не всегда возможно. Необходимость уменьшения угла опережения зажигания относительно оптимальной регулировки, может быть вызвана требованиями ограничения токсичности выбросов, в частности необходимостью снижения выбросов  $CO$  и  $CH$  при работе прогретого двигателя или необходимостью увеличения температуры отработавших газов для интенсификации прогрева каталитического нейтрализатора и так далее. Естественно, что в этих условия невозможно обеспечить статическое согласование регулировок как при изменении режима, так и при изменении источника описания в пределах одного режима. Поэтому, для согласования регулировок угла опережения зажигания применяется ограничение скорости его изменения, определяемое как:

$$|Uoz_i - Uoz_{i-1}| \leq \Delta Uoz_{max}$$

Где:  $\Delta Uoz_{max}$  - максимальное изменение УОЗ за цикл управления.

В случае работы двигателя на режиме ПМ, в зоне возможной детонации, текущий УОЗ корректируется с учетом результатов работы регулятора УОЗ по детонации.

На заключительном этапе выполнения алгоритма управления УОЗ осуществляется вычисление времени накопления энергии в катушках системы зажигания. Количество накопленной энергии прямо зависит от тока протекающего через катушку зажигания, а он свою очередь, определяется питающим напряжением и временем ее включения. Зависимость времени включенного состояния катушки зажигания от величины бортового напряжения, описана в таблице  $Tcoil(Uacc)$  и используется для вычисления времени накопления  $Tcoil^0$  для текущей частоты вращения коленчатого вала двигателя:

$$Tcoil^0 = Tcoil(Uacc) \cdot Kfri \cdot Freq$$

Где:  $Kfri$  - коэффициент, связывающий время накопления энергии в катушке зажигания с частотой вращения коленчатого вала.

На основании вычисленного времени накопления и текущего значения УОЗ процессор реального времени рассчитывает данные для синхронного процессора, которые необходимы для реализации управления коммутатором катушек зажигания.

## 5.2. Регулятор угла опережения зажигания на режиме ОМЧВ.

Решение задачи стабилизации частоты вращения коленчатого вала двигателя на режиме ОМЧВ, требует применения регуляторов частоты вращения коленчатого вала, использующих для управления те или иные параметры рабочего процесса. Выбор управляющего параметра будет определяться несколькими факторами и главные среди них: зависимость изменения индикаторной мощности двигателя от величины изменения управляющего воздействия и временные характеристики отклика этого изменения. В качестве параметра рабочего процесса, применяемого для управления частотой вращения коленчатого вала на режиме ОМЧВ и обладающего минимальным временем отклика, может быть использован УОЗ. Это связано с тем, что в отличие от циклового наполнения, изменение УОЗ может быть произведено, в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, даже в такте сжатия текущего рабочего цикла.

Рассмотрим существенные, с точки зрения организации управления частотой вращения коленчатого вала двигателя, характеристики причин, вызывающих колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя работающего на холостом ходу. Можно выделить две группы причин, вызывающих эти колебания: это случайные колебания индикаторной мощности в *каждом* из цилиндров и некоррелированные между цилиндрами, и колебания индикаторной мощности, вызванные *общими* для всех цилиндров причинами: изменением циклового наполнения, регулировок двигателя или изменение нагрузки. Выбор регулировок двигателя, на режиме ОМЧВ, осуществляется с учетом вызванных дисперсией индикаторной мощности в последовательных рабочих циклах колебаний частоты вращения коленчатого вала, не превышающих, как правило, ??? мин<sup>-1</sup>. Поскольку случайные колебания частоты вращения коленчатого вала связаны с условиями конкретной реализации рабочего цикла, то попытка компенсировать эти отклонения, вызванные флуктуацией индикаторной мощности, в текущем рабочем цикле воздействуя на регулировки рабочего процесса в следующем, по порядку работы, рабочем цикле не оказывает влияние на показатели текущего рабочего цикла. Более того, вектор управляющего воздействия может совпасть с направлением флуктуации индикаторной мощности в последующем рабочем цикле, что в целом увеличит общую

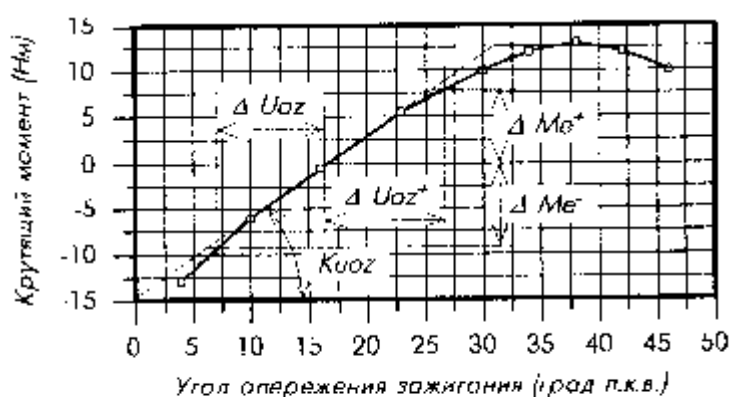


Рис. 5.2.1 Зависимость индикаторной мощности от УОЗ при постоянной частоте вращения коленчатого вала ( $n \cdot 1000^{-1}$ )

УОЗ для управления частотой вращения коленчатого вала может оказаться эффективным.

Перечисленные выше соображения показывают необходимость поиска алгоритма обработки сигнала датчика углового положения коленчатого вала, позволяющего определить колебания частоты вращения коленчатого вала, вызванные дисперсией индикаторной мощности и колебания частоты вращения, вызванные другими причинами. Естественно, что для целей управления представляют интерес не колебания частоты вращения коленчатого вала вообще, а ее отклонения от текущей уставки, определяемая условиями работы двигателя. Очевидно, что оценку частоты вращения коленчатого вала, характеризующую ее среднее значения для последовательных рабочих циклов, можно получить, фильтруя ряд последовательных измерений частоты вращения коленчатого вала полученных на угловом интервале, соответствующем доле такта в продолжительности рабочего цикла, отнесенного к числу цилиндров. Значение частоты вращения характеризующее ее среднюю величину на интервале рабочего цикла можно получить, используя фильтр типа «скользящее среднее» либо апериодический фильтр. Однако, в этом случае, время отклика регулятора УОЗ по частоте вращения коленчатого вала и его изменение будет определяться прежде всего, характеристиками применяемого фильтра и по своему быстродействию приближаться к характеристикам регулятора циклового наполнения по частоте вращения коленчатого вала. Ввиду того, что использование циклового наполнения для управления частотой вращения коленчатого вала позволяет получить более высокие показатели рабочего цикла, использование регулятора УОЗ, использующего в качестве входного параметра фильтрованную частоту

дисперсию колебаний. Следовательно, попытка управлять колебаниями частоты вращения коленчатого вала вызванными дисперсией индикаторной мощности, используя для этой цели какой либо регулятор не даст положительных результатов. Однако в том случае, когда причина отклонения частоты вращения коленчатого вала носит общий, для последовательных рабочих циклов характер, использование

вращения коленчатого вала, следует признать нецелесообразным.

Поиск методов формирования оценки частоты вращения коленчатого вала, позволяющей реализовать максимальное быстродействие регулятора УОЗ, приводит к необходимости использовать методы нелинейной обработки входного сигнала. Воспользуемся тем фактом, что колебания частоты вращения коленчатого вала, вызванные дисперсией индикаторной мощности, должны лежать в определенном диапазоне, задаваемом регулировками рабочего процесса, будем считать, что отклонение частоты вращения, выходящее за этот диапазон, вызвано причинами общего характера. Такой подход позволяет использовать в качестве оценки частоты вращения коленчатого вала величину его угловой скорости, измеренную на угловом интервале, соответствующем доле такта в продолжительности рабочего цикла, отнесенного к числу цилиндров. В этом случае, отклонения частоты вращения от текущей уставки, определяемой условиями работы двигателя, можно определить как:

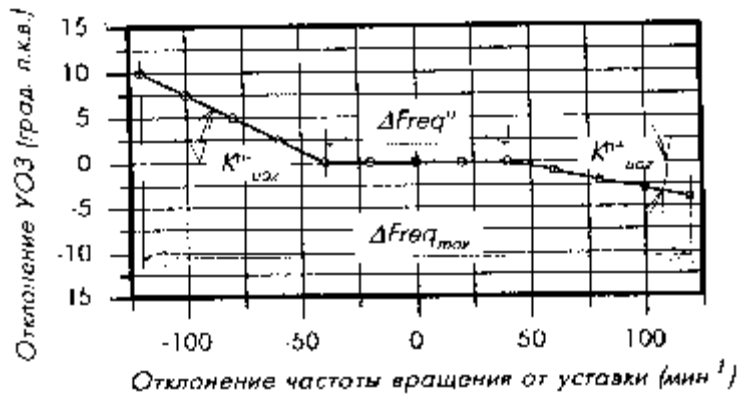


Рис. 5.2.2 Статическая характеристика нелинейного П-регулятора УОЗ по частоте вращения коленчатого вала двигателя.

$$\Delta Freq' = 0, \text{ при } 0 \leq |Freq - Freq^{уст}| \leq \frac{\Delta Freq^n}{2} \text{ и}$$

$$\Delta Freq' = Freq - Freq^{уст} - \frac{\Delta Freq^n}{2}, \text{ при } Freq - Freq^{уст} > \frac{\Delta Freq^n}{2} \text{ и}$$

$$\Delta Freq' = Freq - Freq^{уст} + \frac{\Delta Freq^n}{2}, \text{ при } Freq - Freq^{уст} < -\frac{\Delta Freq^n}{2}.$$

$\Delta Freq'$  - отклонение текущей частоты вращения коленчатого вала от уставки;

$Freq^{уст}$  - уставка частоты вращения коленчатого вала;

$\Delta Freq^n$  - зона нечувствительности при расчете отклонения частоты вращения от уставки;

Вид регулятора, использующего для управления частотой вращения коленчатого вала управление УОЗ, будет зависеть, прежде всего, от характеристик УОЗ как управляющего параметра. Значительное влияние УОЗ на токсичность выбросов, ограниченный диапазон изменения индикаторной мощности и максимально возможное быстродействие обуславливают применение для управления УОЗ по частоте вращения коленчатого вала, нелинейного пропорционального (П) регулятора. Введение производной для управления УОЗ в обратную связь по частоте вращения коленчатого вала представляется не целесообразным. Это связано с наличием значительной дисперсии колебаний частоты вращения коленчатого вала и существующими задержками между регистрацией системой управления отклонения частоты вращения коленчатого вала и воздействия на УОЗ с целью его компенсации. В то же время, задача уменьшения статизма регулирования частоты вращения коленчатого вала решается путем использования И-регулятора циклового наполнения, что делает применение для этих целей управления УОЗ не целесообразным. Отсюда, П-регулятор УОЗ по частоте вращения коленчатого вала может иметь вид:

$$\Delta U_{oz}^n = -K_{U_{oz}}^{n+} \cdot \Delta Freq', \text{ при } \Delta Freq' > 0 \text{ и}$$

$$\Delta U_{oz}^n = -K_{U_{oz}}^{n-} \cdot \Delta Freq', \text{ при } \Delta Freq' < 0$$

Где:  $\Delta U_{oz}^n$  - изменение УОЗ;

$K_{U_{oz}}^{n+}$  - коэффициент передачи П - регулятора УОЗ при положительном отклонении частоты вращения коленчатого вала от уставки;

$K_{U_{oz}}^{n-}$  - коэффициент передачи П - регулятора УОЗ при отрицательном отклонении частоты вращения коленчатого вала от уставки;

На выбор коэффициентов передачи коэффициентов передачи П-регулятора при положительном  $K_{U_{oz}}^{n+}$  и отрицательном  $K_{U_{oz}}^{n-}$  отклонении частоты вращения коленчатого вала влияет ряд факторов и среди них наиболее важным представляется требование обеспечения устойчивости частоты вращения коленчатого вала двигателя. Следует постоянно учитывать, что П-регулятор УОЗ по частоте вращения носит вспомогательный характер и работает совместно с ПИ регулятором циклового наполнения. Его назначение состоит, прежде всего, в улучшении динамических характеристик регулирования частоты вращения коленчатого вала. Поэтому собственные динамические характеристики регулятора УОЗ должны рассматриваться как факторы, влияющие на ??? показатели управления частотой вращения коленчатого вала двигателя.

Выбор передаточных коэффициентов П-регулятора УОЗ производится на стадии адаптации системы управления на основании таких показателей управления как время

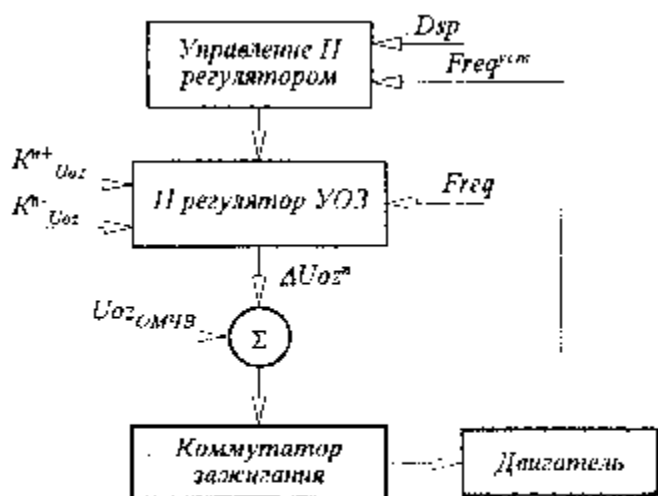


Рис. 5.2.3 Структурная схема регулятора УОЗ по частоте вращения коленчатого вала.

переходного процесса  $T_{nn}$ , максимальное отклонение частоты вращения коленчатого вала двигателя от уставки  $\Delta Freq^{max}$  и статическая ошибка управления  $\Delta Freq^{err}$ . Поскольку быстродействие П-регулятора УОЗ выше чем быстродействие П-регулятора циклового наполнения, то целесообразно максимально использовать возможности, предоставляемые П-регулятором УОЗ выбирая его передаточные коэффициенты исходя из условия использования полного диапазона изменения УОЗ при максимально допустимом отклонении частоты

вращения коленчатого вала. Факторами, ограничивающими передаточные коэффициенты являются устойчивость частоты вращения коленчатого вала и предельно допустимая токсичность выбросов на холостом ходу.

### 5.3 Детонация как случайный процесс. Методы распознавания детонации.

Детонационное сгорание топлива является одним из нежелательных факторов сопровождающих работу современного форсированного бензинового двигателя. Длительная интенсивная детонация недопустима, так как приводит к локальному перегреву поверхности камеры сгорания и ускоренному разрушению деталей двигателя. Слышимая детонация, даже незначительной интенсивности, нежелательна по соображениям комфорта. Однако, принудительное смещение регулировок угла опережения зажигания в область, обеспечивающую заведомо бездетонационное сгорание, также неприемлемо поскольку, во-первых, приводит к существенному повышению температуры остаточных газов и не позволяет обеспечить максимальную эффективность протекания рабочего процесса во-вторых. Поэтому, с начала семидесятых годов предпринимаются попытки создания систем управления зажиганием бензиновых двигателей с обратной связью по детонации. Такие системы призваны обеспечить распознавание детонации и корректировку угла опережения зажигания в случае ее



возникновения.

Физические явления, охватываемые понятием детонации в двигателе внутреннего сгорания, несмотря на проявляемый к ней интерес, не до конца изучены. Существует несколько теорий, пытающихся объяснить механизм этого явления. Однако не вызывает сомнения, что внешнее проявление детонации связано с возникновением ударных волн в камере сгорания двигателя. В связи с этим, методы регистрации детонации при помощи датчика давления, установленного в камеру сгорания являются наиболее точными, так как в этом случае непосредственно анализируются колебания давления газа в камере сгорания. Современные пьезоэлектрические датчики давления позволяют с достаточной точностью и быстродействием фиксировать индикаторное давление в цилиндре двигателя и, таким образом, формировать информацию, обеспечивающую надежную регистрацию детонации. Однако, возникающие при этом трудности с установкой датчика, поддержанием его температурного режима предопределяют высокую стоимость реализации методов распознавания детонации, базирующихся на анализе сигнала датчика давления, что пока не позволяет использовать эти методы в массовом производстве. Поэтому методы, основанные на анализе индикаторного давления, используются в основном в исследовательских целях, поскольку обеспечивают максимально возможную достоверность выявления детонации при достаточно простых алгоритмах обработки исходного сигнала.

Рассмотрим характер протекания спектральных характеристик колебаний давления в камере сгорания для случаев работы двигателя без детонации и с детонацией, вызванной изменением угла опережения зажигания (Рис. 5.3.2) Анализ показывает, что интенсивность колебаний при детонации наиболее значительно возрастает в частотных зонах 20Гц-2кГц и 4-6.3кГц. Изменение интенсивности колебаний в этих частотных диапазонах характерно для двигателей с различными рабочими объемами и согласно с изменением характера протекания индикаторного давления. Рост спектральных составляющих в диапазоне 20Гц -2кГц связан с общим увеличением скорости нарастания давления в камере сгорания  $dp/dt$ , вызванным увеличением угла опережения зажигания, а колебания давления в камере сгорания, вызванные собственно детонацией, покрывают спектральную область 4-6.3кГц. Практически всегда можно выделить достаточно узкую область, где изменения интенсивности колебаний давления, вызванные детонацией наиболее заметны. Для двигателя с рабочим объемом цилиндра 0.575 мл и диаметром цилиндра 92 мм максимальные изменения колебаний наблюдается в окрестностях частоты 5 кГц. Причем, этот частотный диапазон достаточно характерен двигателям с подобным объемом цилиндра. Частота колебаний давления в камере сгорания, вызванных детонацией, определяется геометрическими характеристиками камеры сгорания конкретного двигателя в момент возникновения детонации, состоянием газа и другими параметрами и может быть определена экспериментально. Как правило, эта частота близка к 5 кГц для разных типов двигателей. Сравнительная оценка колебаний давления в камере сгорания и колебаний наружных стенок блока цилиндров позволяет сделать вывод о том, что в спектральной области характерной для детонации детали двигателя акустически прозрачны. Колебания давления в камере сгорания возбуждают

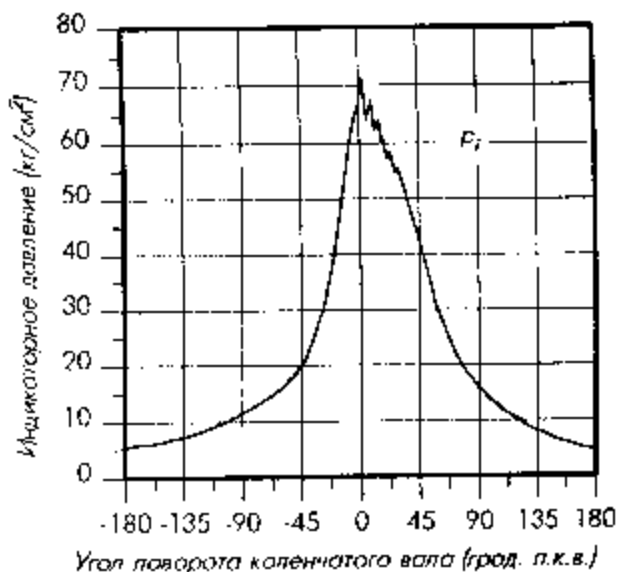


Рис. 5.3.1 Индикаторная диаграмма рабочего цикла с детонацией

механические колебания поверхности камеры сгорания, которые достигают стенок блока цилиндров без значительного затухания. Энергии этих колебаний достаточно, по крайней мере для того, чтобы имелась возможность анализировать характер колебаний давления в камере сгорания, используя информацию о механических колебаниях поверхностей

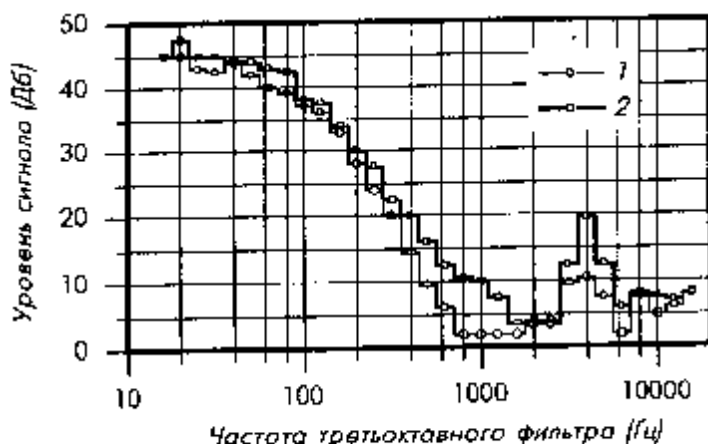


Рис. 5.3.2 Спектральная плотность колебаний давления газа в камере сгорания при работе двигателя без детонации (кривая 1) и при работе с детонацией (кривая 2). ( $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ , Дроссель 100%, Время усреднения 1/32с)

способы получения информации характеризующей процесс сгорания, основанные на анализе сигнала акселерометра, целесообразно рассмотреть общие подходы, применяемые при обработке сигнала акселерометра. К ним относятся: использование полосового фильтра и окна фазовой селекции. Поскольку основная энергия колебаний давления в камере сгорания сосредоточена в достаточно узкой полосе частот и практически не зависит от положения режимной точки, то, безусловно, целесообразно применение неперестраиваемого фильтра, выделяющего необходимую полосу частот для последующего анализа. Крутизна характеристики фильтра в известных системах управления, как правило, не превышает 12 дБ/октаву, а полоса пропускания выбирается, исходя из анализа индикаторных диаграмм конкретного двигателя, причем этот фильтр реализуется электрически, а в качестве датчика применяется широкополосный акселерометр.

Результаты статистической обработки индикаторных диаграмм показывают, что вызванные детонацией колебания индикаторного давления возникают после точки максимального давления цикла  $P_z$  и достаточно быстро затухают во времени. При этом максимальную амплитуду они имеют в самом начале детонационного сгорания, т.е. в интервале угла поворота коленчатого вала от 2 до 30 град. п.к.в.. Поэтому очевидно, что для повышения отношения сигнал/шум измерительного канала необходимо анализировать сигнал датчика детонации в узком временном интервале, привязанном к угловому положению коленчатого вала в момент возможного появления детонации. Для этой цели в большинстве известных систем обработки сигнала детонации используется окно фазовой селекции. Окно открывает канал измерения сигнала в определенный момент, синхронизированный с угловым положением коленчатого вала. Обычно начало анализа сигнала акселерометра соответствует 2-10 град. п. к. в. после ВМТ рабочего хода и имеет продолжительность 10-50 град. п.к.в. Необходимо отметить, что если начало детонационных колебаний близко к точке  $P_z$  и синхронизировано по углу п.к.в., то их продолжительность определяется только временем их затухания. Поэтому открытие окна фазовой селекции должно быть связано с определенным угловым положением коленчатого вала, но иметь определенную продолжительность во времени. Учитывая, что основная доля энергии детонационных колебаний рассеивается за 3-5 мс, не следует значительно увеличивать продолжительность анализа за эти пределы.

двигателя.

В качестве датчика, преобразующего механические колебания в электрический сигнал, нашел широкое применение пьезоэлектрический акселерометр. Ввиду того, что сигнал, поступающий с акселерометра, кроме информации характеризующей процесс сгорания, содержит информацию о механическом шуме в двигателе, возникает задача выделения из этого сигнала информации характеризующей детонацию.

Перед тем как классифицировать

К сожалению, спектр частот механических шумов двигателя перекрывает спектр частот детонационных колебаний и механические шумы двигателя не удастся отфильтровать, используя полосовой фильтр, настроенный на частоту детонационных колебаний. Основными источниками механических шумов двигателя, маскирующих детонацию, являются процессы в системе газораспределения и процессы перекладки поршней. Механические колебания, вызванные посадкой клапанов и перекладкой поршней, также как и момент возникновения

детонации, не только синхронизированы с угловым положением коленчатого вала, но и попадают в одно и то же фазовое окно. Регистрация детонационного сгорания, базирующаяся на анализе сигнала акселерометра, может быть выполнена путем сравнения текущего значения уровня вибрации с уровнем *фона* (шума), характерным для бездетонационного сгорания. Основные трудности такого анализа связаны с существенной не стационарностью (в статистическом смысле) процесса детонационного сгорания, которая проявляется даже в последовательных рабочих циклах и связана с самой природой детонации и высоким маскирующим уровнем шума двигателя, величина которого сильно зависит от конкретного экземпляра двигателя, режимной точки, теплового состояния и различна для разных цилиндров двигателя. Указанные факторы не позволяют обеспечить надежную регистрацию детонационного сгорания только за счет использования полосового фильтра и окна селекции, однако эти методы широко используются для первичной обработки сигнала акселерометра.

Следует заметить, что для корректной реализации системы управления углом опережения зажигания с обратной связью по детонации нет необходимости измерять абсолютную величину интенсивности колебаний давления в камере сгорания вызванных детонацией, а достаточно лишь регистрировать факт наличия детонации в цикле сгорания. Критерием наличия детонации может выступать величина *относительного* изменения характеристик колебаний давления в камере сгорания и связанная с ними величина сигнала акселерометра в момент возможного появления детонации. В качестве такой характеристики, для идентификации детонации используют, средний уровень колебаний сигнала, его амплитуду или характер изменения амплитуды во времени.

Рассмотрим способы идентификации детонации, основанные на анализе сигнала акселерометра (Рис. 5.3.4). Основным принципом построения систем распознавания детонации является метод сравнительного анализа тех или иных характеристик сигнала акселерометра в условиях возможного возникновения детонации и при условии гарантированного отсутствия детонации. Идеальным случаем будет получение информации о характеристиках сигнала акселерометра для условий отсутствия детонации непосредственно при работе двигателя с детонацией. Итак, можно выделить три основных момента в алгоритме работы канала распознавания детонации. Во-первых, это получение информации, характеризующей параметры сигнала акселерометра при гарантированном отсутствии детонации (*уровень фона*). Во-вторых, это получение характеристик сигнала акселерометра в условиях возможного возникновения детонации. И наконец, это сопоставление полученных характеристик с характеристиками соответствующих фоновому уровню и принятие решения о характере анализируемого рабочего цикла. Параметры сигнала акселерометра, позволяющие принять решение о

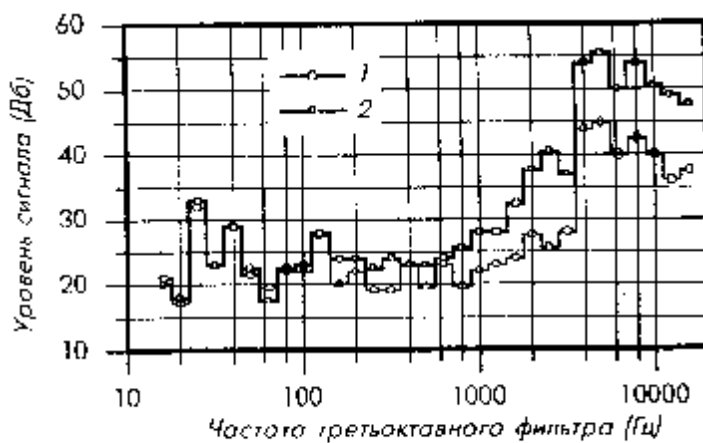


Рис. 5.3.3 Спектральная плотность колебаний сигнала акселерометра при работе двигателя без детонации (кривая 1) и при работе с детонацией (кривая 2). ( $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ , Дроссель 100%. Время усреднения 1/32с)

наличии или отсутствии детонации в рабочем цикле, могут быть разделены на две основные группы. В первую группу входят параметры, определяющие его энергетические характеристики. К ним относятся средняя мощность сигнала и максимальная амплитуда сигнала в фазовом окне. Преимущества и недостатки этих параметров будут рассмотрены ниже. Во вторую группу входят параметры, определяющие характер изменения сигнала в фазовом окне и использующие оценку скорости нарастания амплитуды сигнала, скорость ее затухания и, наконец, использующие в качестве критерия форму огибающей амплитуды сигнала акселерометра. Методы идентификации детонации, использующие перечисленные критерии, по разным причинам не получили широкого распространения, поэтому мы не будем подробно останавливаться на анализе этих методов.

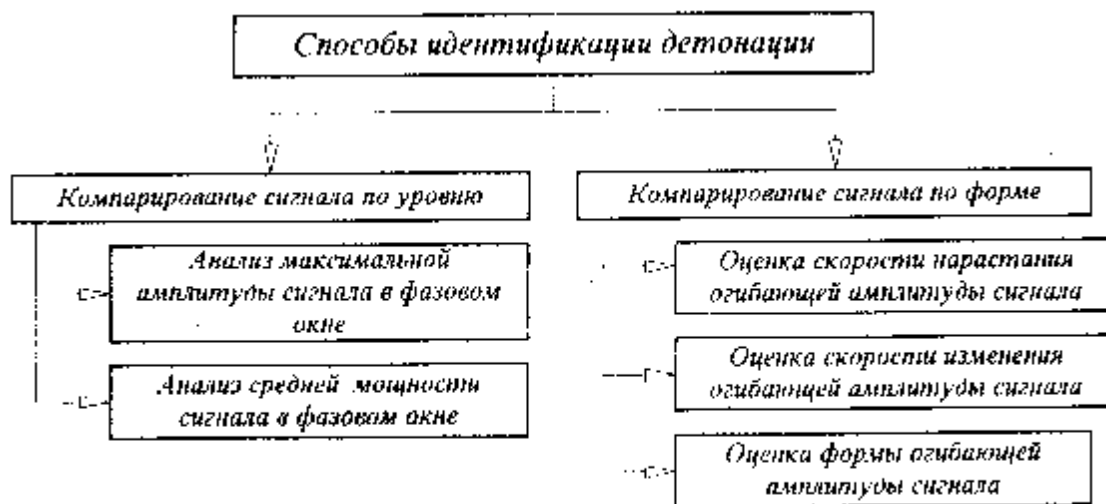


Рис. 5.3.4 Классификация методов идентификации детонации

Отметим, что основную трудность при создании канала распознавания детонации представляет задача получения опорных характеристик сигнала акселерометра, характеризующих работу двигателя без детонации в условиях наличия детонации. Задача формирования уровня фона может быть решена несколькими способами. Для начала рассмотрим спектральные характеристики колебаний сигнала акселерометра и колебаний давления в камере сгорания. Можно видеть, что в полосе частот характерных для детонации, основная доля энергии колебаний сигнала акселерометра приходится на механический шум двигателя. Естественно предположить, что поскольку величина уровня фона практически целиком определяется механическим шумом двигателя, то она может быть сформирована, как функция таких параметров, как частота вращения коленчатого вала, цикловое наполнение, положение дроссельной заслонки и т.д. Однако, на практике, условие стационарности параметров, характеризующих механический шум, выполняется и это является основной причиной, не позволяющей получить удовлетворительные результаты, используя такой способ формирования уровня фона. Кроме того, такой подход не обеспечивает выполнение требований инвариантности, т.к. не учитывает конкретных особенностей данного экземпляра двигателя и изменений его характеристик при эксплуатации.

Требованию инвариантности отвечают способы, обеспечивающие формирование значения уровня фона на базе непосредственного анализа сигнала акселерометра. В этом случае уровень фона может быть получен путем анализа параметров сигнала акселерометра, либо в фазовом окне, сформированном в области где заведомо отсутствуют колебания вызванные детонацией, и, как правило непосредственно предшествующей фазовому окну, в котором осуществляется замер параметров сигнала для регистрации детонации, либо в окне регистрации детонации на режимной точке, где детонация мало вероятна. Данные методы, использующие величину уровня фона

сформированную путем обработки сигнала акселерометра, позволяют более достоверно регистрировать наличие детонации. Однако в этих случаях невозможно обеспечить надежную идентификацию детонации во всей режимной области работы двигателя, так как сигнал акселерометра, характеризующий уровень фона, в значительной мере носит случайный характер и имеет в спектре частоты характерные для детонации. Эти случайные составляющие сигнала при малых цикловых наполнениях и низкой частоте вращения коленчатого вала, могут существенно превышать средний уровень сигнала и быть ошибочно зарегистрированы как детонация. С другой стороны, на высоких частотах вращения коленчатого вала, при больших цикловых наполнениях, средний маскирующий уровень шума высок и детонация небольшой интенсивности может не регистрироваться.

Принципиальным недостатком указанных способов является пространственный разрыв между замерах сигнала, используемого для формирования уровня фона, и замерах сигнала, предназначенными для регистрации детонации. Вследствие изменения уровня сигнала акселерометра (как среднего, так и амплитуды) по времени и по углу поворота коленчатого вала, сформированный уровень фона не отражает реального изменения уровня фона в фазовом окне регистрации детонации, что приводит к существенным ошибкам в ее идентификации. Очевидно, что для устранения недостатков указанных способов формирования уровня фона, желательно определять его фактическое значение на основе замера сигнала в фазовом окне измерения детонации, непосредственно при работе двигателя с детонацией. Поэтому эффективность способов формирования уровня фона для компарирования сигналов по уровню, определяется степенью сближения реализованного способа к желаемому идеалу.

#### 5.4. Статистический метод распознавания детонации.

Желание иметь достоверную информацию о параметрах сигнала акселерометра соответствующих работе двигателя без детонации, в условиях, когда детонация присутствует, заставляет искать новые подходы к решению поставленной задачи. Очевидно, что наиболее перспективные направления связаны с поиском и использованием таких характеристик сигнала, поступающего от акселерометра, которые не зависят от наличия или отсутствия детонации в рабочем цикле и, вместе с тем, достаточно точно характеризуют уровень фона. Эти обстоятельства заставляют обратиться к статистическим методам обработки сигнала акселерометра.

Рассмотрим характер изменения огибающей амплитуды предварительно отфильтрованного ( $f=5.3$  кГц,  $Q=12$  дб/октаву) сигнала акселерометра. На рисунках представлены записи амплитуды огибающей сигнала для каждого цилиндра четырехцилиндрового двигателя полученные для шестнадцати последовательных рабочих циклов при работе двигателя без детонации (Рис. 5.4.1) и с детонацией (Рис.5.4.2.). Наблюдение за характером поведения огибающей амплитуды сигнала акселерометра позволяет выявить существенные особенности ее протекания. Во первых, следует отметить, что величина огибающей амплитуды сигнала при работе двигателя без детонации (собственный уровень шума двигателя) переменна по углу поворота коленчатого вала и может изменяться на протяжении окна селекции в значительных пределах. Характер изменения огибающей различен для разных цилиндров и эти отличия

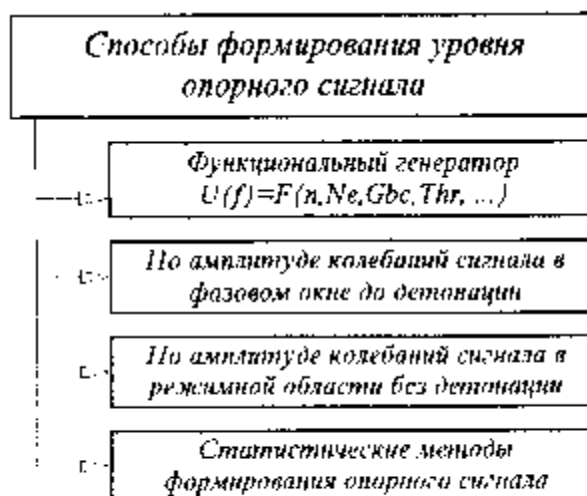


Рис. 5.1.5. Способы формирования уровня фона



достигают значительной величины. С другой стороны уровень шума в фазовом окне, связанном с одним и тем же цилиндром, по крайней мере, в шестнадцати последовательных рабочих циклах характеризуется высокой воспроизводимостью.

Возникновение детонации сопровождается резким увеличением амплитуды сигнала акселерометра, по крайней мере, в некоторой части последовательных рабочих циклов. Детонация малой интенсивности характеризуется увеличением амплитуды огибающей в 2-3 раза (Рис. 5.4.2, цилиндры 1, 2) продолжительностью 1-1,5 мс, которая имеет место в небольшой части последовательных рабочих циклов. Интенсивная детонация вызывает увеличение амплитуды огибающей в 5-10 раз (Рис. 5.4.2, цилиндры 3, 4), при увеличении их продолжительности до 3-4 мс и сопровождается ростом количеством рабочих циклов в которых она проявляется. Сравнение протекания огибающей сигнала акселерометра, в одной режимной точке при отсутствии и наличии детонации, показывает, что колебания воспринимаемые акселерометром при детонации в двигателе представляет собой арифметическую сумму амплитуд колебаний, вызванных детонационным сгоранием, и колебаний, вызванных механическими причинами (механическим шумом двигателя).

Анализируя приведенные графики, можно сделать вывод о характере критерия оценки сигнала акселерометра, позволяющего идентифицировать детонационный рабочий цикл. Поскольку работа двигателя сопровождается сильным механическим шумом, перекрывающим всю область, где возможна детонация, а амплитуда сигнала, вызванного механическим шумом двигателя, может быть соизмерима и даже превышать амплитуду сигнала, вызванного детонацией, применение методов, использующих в качестве критерия идентификации детонации значение максимальной амплитуды сигнала акселерометра, не может обеспечить надежной регистрации детонации.

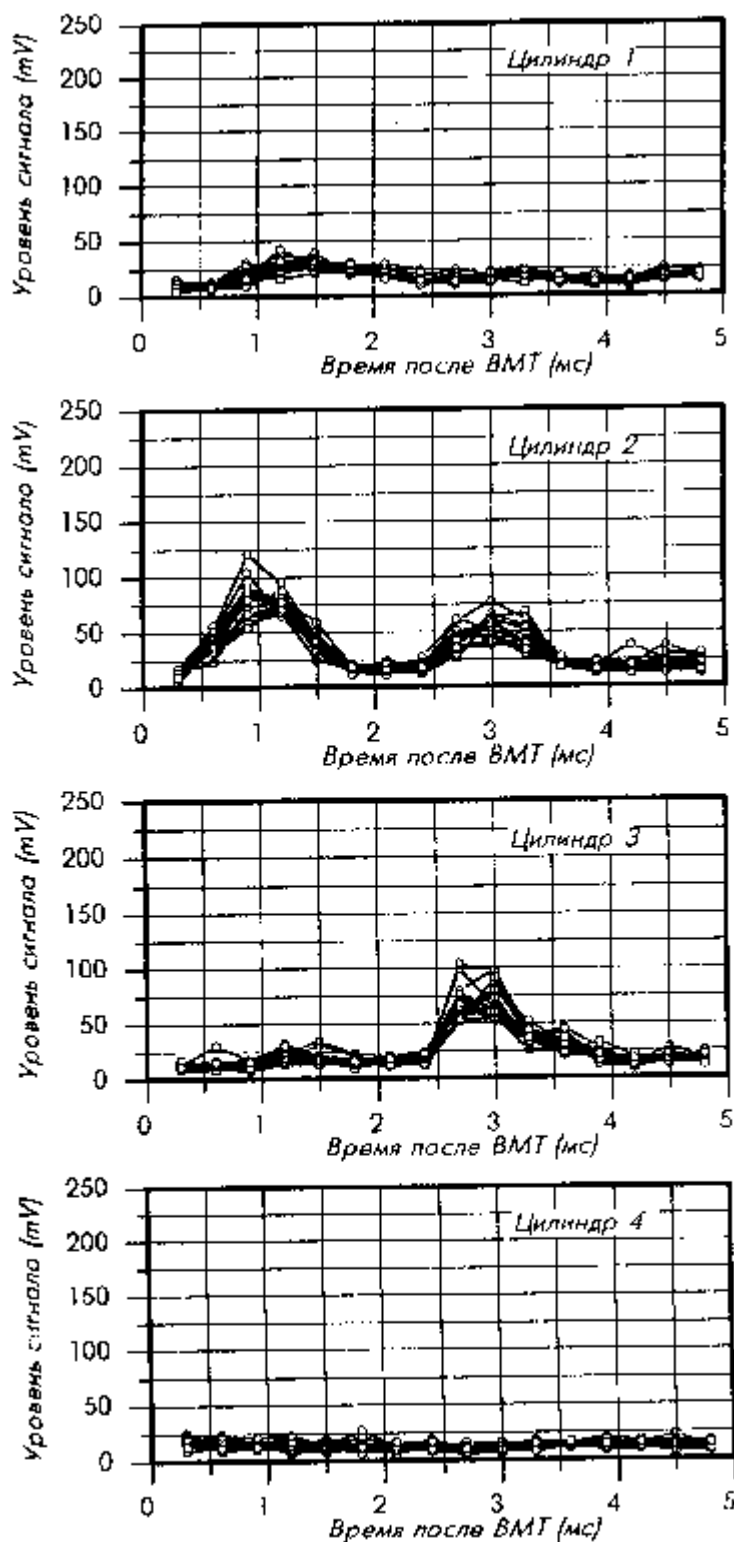


Рис. 5.4.1 Уровень сигнала акселерометра в фазовом окне измерения детонации при работе двигателя без детонации ( $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ , Дроссель 100%)

Учитывая, что огибающая амплитуды сигнала акселерометра представляет собой результат наложения огибающей амплитуды колебаний, вызванных детонационным сгоранием и огибающей амплитуды колебаний связанных с механическим шумом двигателя, для идентификации наличия детонации необходимо использовать интегральный показатель  $E_d$  характеризующий протекание сигнала акселерометра в окне фазовой селекции и равный разности между средней мощностью сигнала акселерометра в окне фазовой селекции в анализируемом цикле  $N_d$  и величиной, характеризующей уровень фона в окне фазовой селекции на той же режимной точке при отсутствии детонации  $F_{min}$ :

$$E_d = N_d - F_{min}$$

Среднюю мощность сигнала акселерометра в окне фазовой селекции  $N_d$  для цилиндра  $z$  можно найти как:

$$N_d = \frac{1}{i} \sum_i U_d(z)_i$$

Где:  $U_d$  - уровень сигнала акселерометра в точке опроса;

$i$  - порядковый номер опроса в окне фазовой селекции;

$z$  - номер цилиндра.

Для того чтобы получить представление о характере протекания средней мощности сигнала акселерометра в окне фазовой селекции  $N_d$  рассмотрим запись, содержащую ряд ее замеров в последовательных рабочих циклах (Рис. 5.4.3).

Легко видеть, что флуктуация средней мощности сигнала акселерометра, даже при отсутствии детонации, достигает значительной величины и может существенно превышать прирост средней мощности сигнала при появлении детонации. Этот факт объясняет неудачи в разработке методов идентификации детонации, в которых, для определения фонового уровня, используются данные не связанные с текущим состоянием двигателя. Вместе с тем, даже при интенсивной детонации в последовательных рабочих циклах, всегда можно найти цикл, средняя мощность сигнала в котором близка к средней мощности сигнала при бездетонационном сгорании.

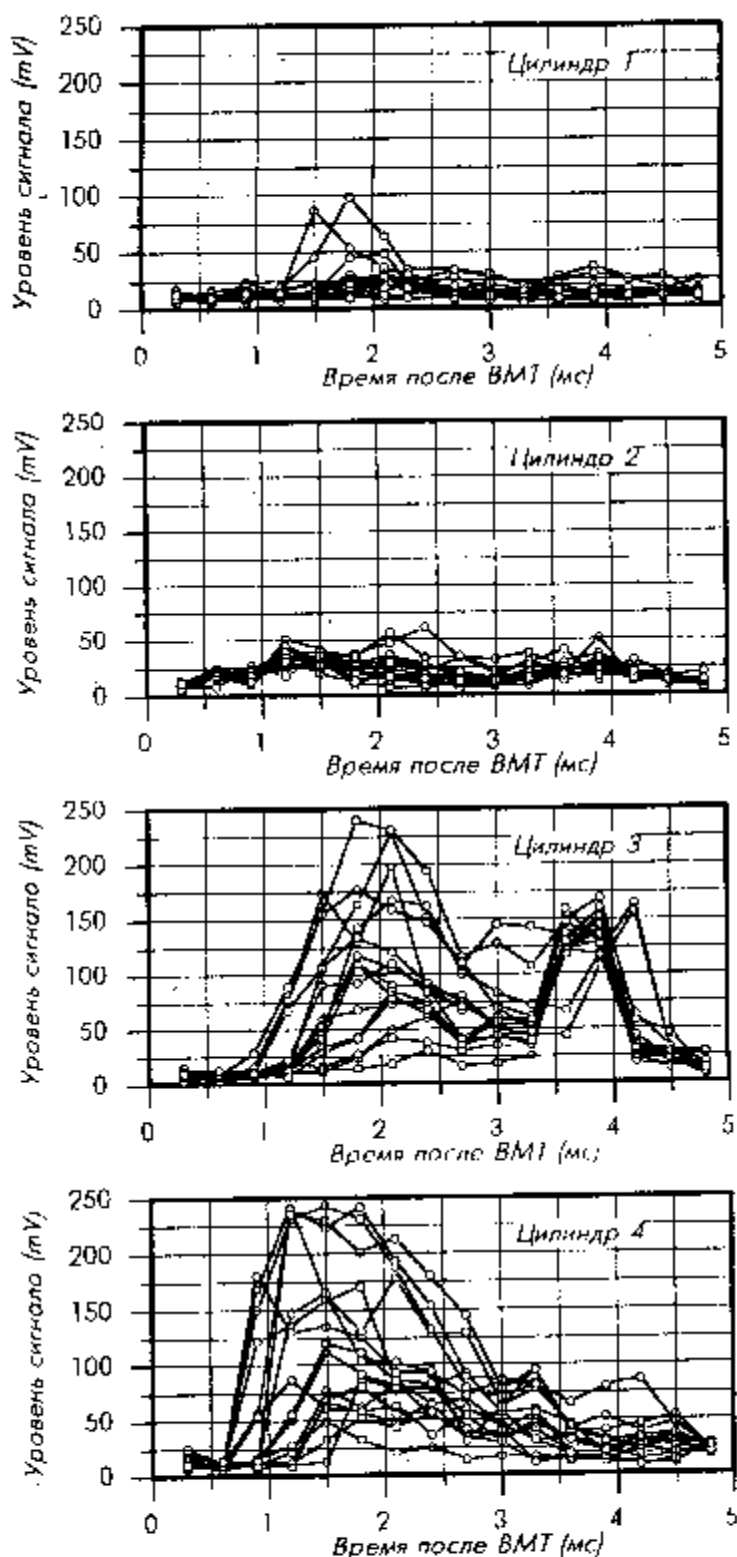


Рис. 5.42 Уровень сигнала акселерометра в фазовом окне измерения детонации при работе двигателя с детонацией ( $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ , Дроссель 100%)

Другими словами, даже при интенсивной детонации в последовательности рабочих

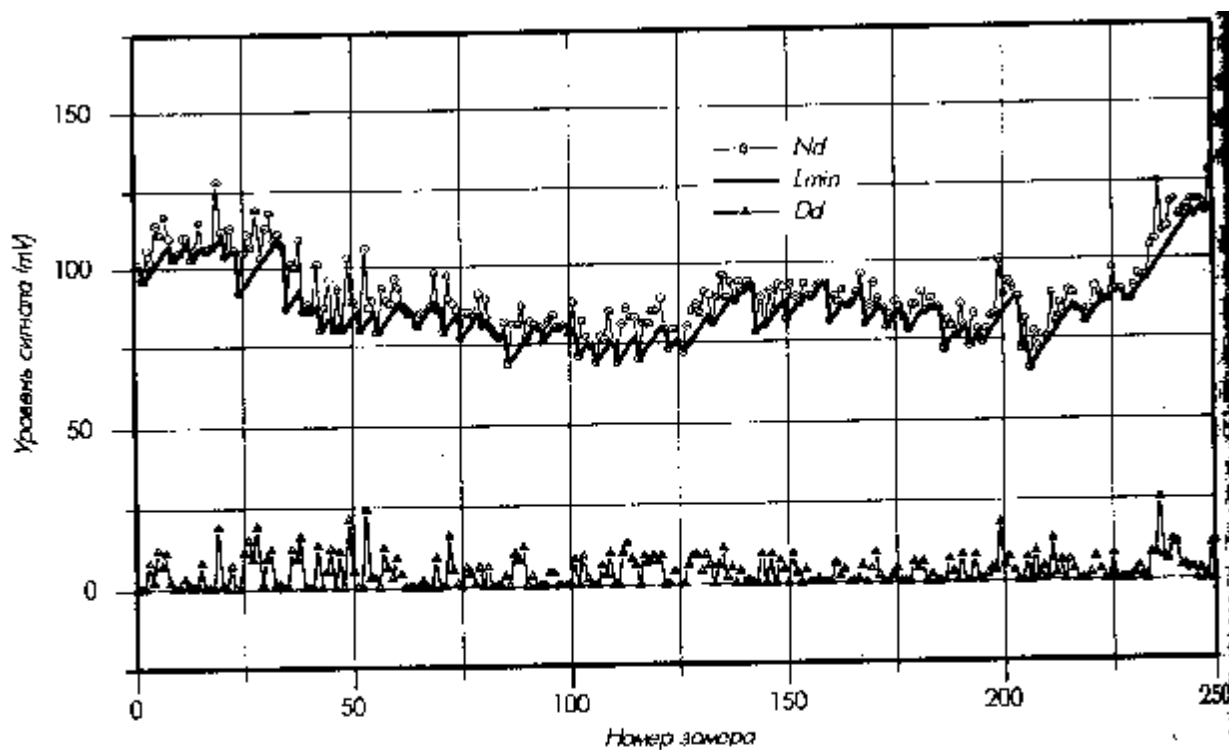


Рис. 5.4.3 Средняя мощность сигнала акселерометра  $N_d$ , огибающая минимальных значений средней мощности сигнала в окне фазовой селекции  $L_{min}$  и отклонение средней мощности от огибающей минимальных значений средней мощности  $D_d$  при отсутствии детонации ( $n=4000$  мин<sup>-1</sup>, Дроссель 100%)

циклов есть цикл, который незначительно отличается по средней мощности сигнала от сигнала, характеризующего уровень фона.

Средняя мощность сигнала акселерометра может быть представлена в виде суммы двух составляющих: огибающей минимальных значений средней мощности сигнала акселерометра  $L_{min}$  и отклонения средней мощности от огибающей минимальных значений средней мощности  $D_d$ :

$$N_d = D_d + L_{min}$$

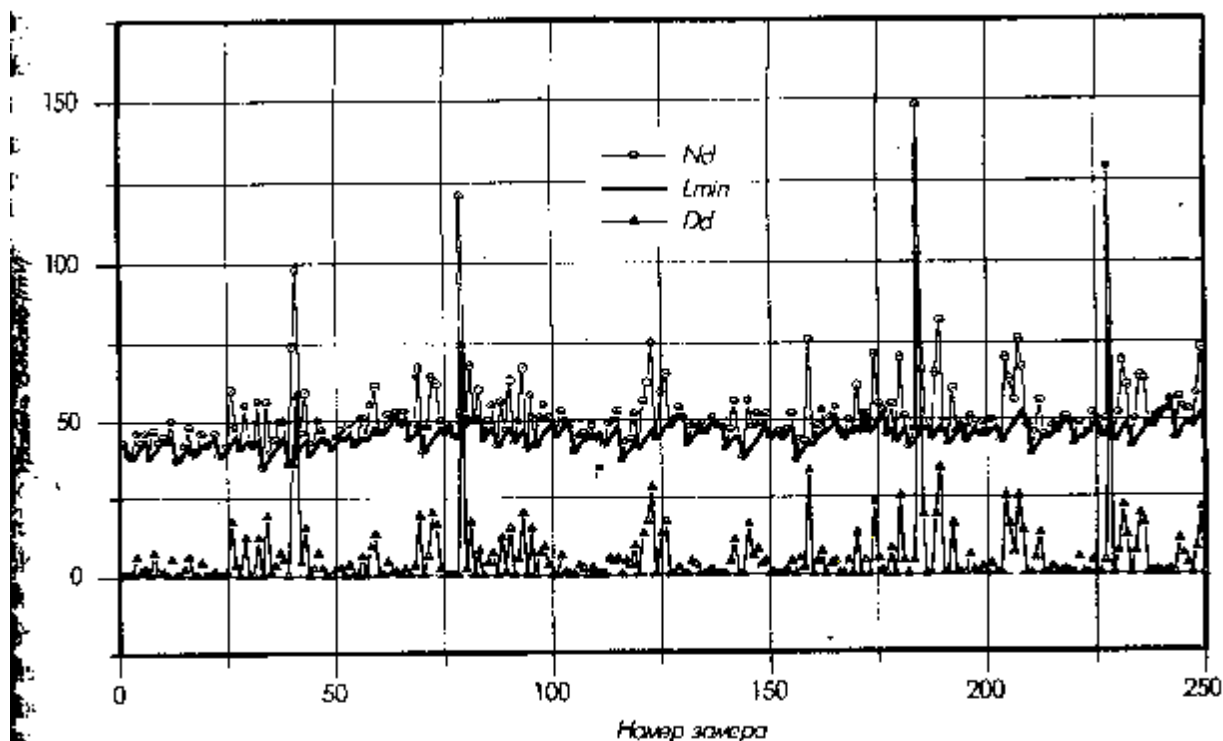


Рис. 5.4.4 Средняя мощность сигнала акселерометра  $N_d$ , огибающая минимальных значений средней мощности сигнала в окне фазовой селекции  $L_{min}$  и отклонение средней мощности от огибающей минимальных значений средней мощности  $D_d$  при наличии детонации ( $n=4000$  мин<sup>-1</sup>, Дроссель 100%)

В этом случае параметр  $D_d$  характеризует разброс средней мощности сигнала акселерометра в окрестностях анализируемого рабочего цикла. Огибающая максимальных значений средней мощности сигнала, как при работе двигателя с детонацией, так и при бездетонационном сгорании значительно изменяется во времени, причем, скорость изменения  $L_{min}$  может достигать 1% от максимально возможного изменения мощности  $N_d$  на цикл работы двигателя. Процедура выделения величины огибающей минимальных значений средней мощности сигнала акселерометра  $L_{min}$  может быть реализована при помощи пикового детектора минимума со скоростью восстановления около 1% от максимального значения  $N_d$  на цикл работы двигателя, при этом, диапазон абсолютных значений  $L_{min}$ , должен перекрывать возможный диапазон изменения  $N_d$ .



Рис. 5.4.5 Зависимость величины огибающей минимальных значений средней мощности сигнала акселерометра от частоты вращения коленчатого вала двигателя (1-цилиндр 1, 2-цилиндр 3, 3-цилиндр 4, 4-цилиндр 2.).

Отклонение средней мощности от огибающей минимальных значений средней мощности  $D_d$  характеризующее бездетонационное протекание рабочего процесса и является единственным параметром, который не может быть определен непосредственно при работе двигателя с детонацией. Тем не менее, это не является существенным поскольку параметр  $D_d$  характеризует "дисперсию" механического шума двигателя и достаточно стабилен, во всяком случае на интервале, на котором возможно обновление информации о его уровне.

Величина параметра  $D_d$  может быть рассчитана только на основании замеров параметра  $N_d$  режимной области, где гарантировано отсутствие детонации. Это обуславливает неизбежное пространственное, в смысле изменения положения режимной точки, разность между расчетом величины  $D_d$  и ее использованием для идентификации детонации. Поэтому временные характеристики процесса определения параметра не имеют существенного значения. Используя тот факт, что параметр  $D_d$  мало зависит от величины циклового наполнения, вполне корректно его измерение в режимной области с малым цикловым наполнением. Вместе с тем нельзя экстраполировать полученное значение  $D_d$  на

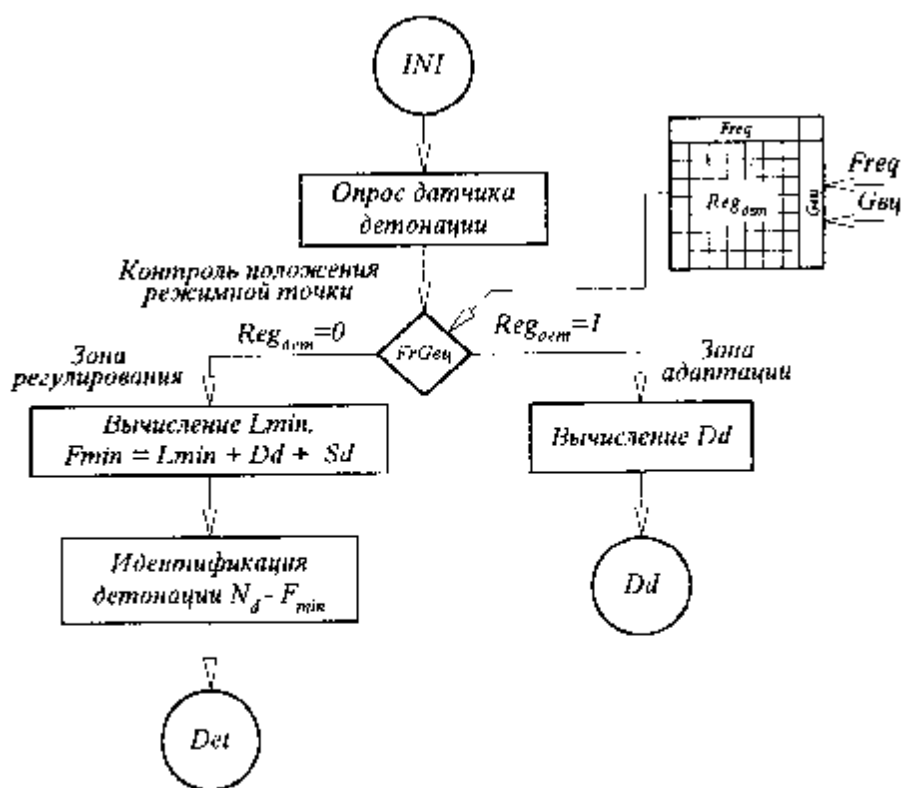


Рис. 5.4.6 Алгоритм идентификации детонации

режимную область с частотой вращения коленчатого вала отличной от той, для которой он был вычислен, т.к. механические шумы двигателя, в значительной мере, синхронизированы с угловым положением коленчатого вала и величина характерных шумовых всплесков в окне селекции при изменении частоты вращения коленчатого вала изменяется.

Поскольку параметр  $D_d$  должен характеризовать отклонение средней мощности сигнала от текущего минимума, необходимо реализовать такую процедуру вычисления  $D_d$  которая бы, с одной стороны, отфильтровывала максимальные значения  $D_d$  на данном интервале, а с другой стороны, отслеживала его медленные изменения. Реализовать алгоритм расчета  $D_d$  возможно при помощи последовательного шагового фильтра, выделяющего максимальные значения параметра  $D_d$  на интервале 10-50 рабочих циклов, и ограничивающего скорость его изменения.

Для обеспечения устойчивости алгоритма идентификации детонации, средняя мощность сигнала акселерометра в окне фазовой селекции  $N_d$  должна превышать уровень фона  $F_{min}$  на некоторую величину  $S_d$ . Величина  $S_d$  должна компенсировать возможные динамические ошибки в определении отклонения средней мощности от огибающей минимальных значений средней мощности  $S_d$  и ее вероятную флуктуацию во времени. Таким образом, уровень фона представляет собой сумму огибающей минимальных значений средней мощности сигнала акселерометра  $L_{min}$ , отклонения средней мощности от огибающей минимальных значений средней мощности  $D_d$  и величины запаса  $S_d$ .

$$F_{min} = L_{min} + D_d + S_d$$

Такой способ формирования уровня фона позволяет максимально приблизить программно рассчитываемый уровень фона к его фактическому текущему значению. Действительно, величина отклонения средней мощности от огибающей минимальных значений средней мощности  $D_d$  достаточно стационарна, и может быть определена заранее для данного скоростного режима работы двигателя в режимной точке, где гарантировано отсутствие детонации (Рис. 5.4.5). В то же время, огибающая минимальных значений средней мощности сигнала акселерометра  $L_{min}$ , флуктуирующая во времени, вычисляется непосредственно по анализируемой последовательности замеров сигнала акселерометра при идентификации детонации.

Обобщенная схема алгоритма идентификации детонации может быть представлена следующем виде (Рис. 5.4.6). При работе двигателя в заведомо без детонационной режимной области определяется и фиксируется для данной частоты вращения коленчатого вала величина отклонения средней мощности  $N_d$  от огибающей минимальных значений средней мощности  $D_d$ . Под термином "заведомо без детонационная режимная область" понимается описанная в таблицах регулировок область положения режимных точек, в которых при любых эксплуатационных условиях отсутствует детонация. При перемещении режимной точки в область, где детонация возможна, вычисляется огибающая минимальных значений средней мощности сигнала акселерометра  $L_{min}$  и рассчитывается уровень фона  $F_{min}$ , как сумма трех составляющих: огибающей минимальных значений средней мощности сигнала акселерометра  $L_{min}$ , отклонения средней мощности от огибающей минимальных значений средней мощности  $D_d$  и величины запаса  $S_d$ . Сравнение средней мощности сигнала акселерометра в окне фазовой селекции  $N_d$  с рассчитанным уровнем фона позволяет идентифицировать детонационный цикл по условию:

$$N_d > F_{min}$$

Регистрация детонационного цикла позволяет скорректировать угол опережения зажигания в последующих рабочих циклах таким образом, чтобы избежать возможного появления детонации или ограничить ее интенсивность на безопасном уровне.

## 5.5. Регуляторы угла опережения зажигания по детонации.

Современные системы управления рабочим процессом двигателя, как правило,



имеют возможность корректировки угла опережения зажигания с обратной связью по детонации. Такую возможность обеспечивают регуляторы угла опережения зажигания позволяющие уменьшить угол опережения зажигания, относительно текущих регулировок двигателя при регистрации детонационных циклов сгорания и восстановить его если детонационные циклы не регистрируются. Назначение регулятора заключается в уменьшении угла опережения зажигания при возникновении детонации, в то время как задача его оптимизации решается другими средствами.

К регулятору угла опережения зажигания предъявляются достаточно противоречивые требования. Для обеспечения требуемых показателей рабочего процесса двигателя желательно вводить смещение угла опережения зажигания только после достижения некоторого заданного уровня интенсивности детонации в конкретном цилиндре двигателя. Однако опыт эксплуатации автомобилей показывает, что в некоторых случаях, по соображениям комфортности, нежелательно допускать возникновения даже нескольких различных на слух последовательных "щелчков" детонации. Это требует уменьшения угла опережения зажигания не только при регистрации детонации, но и при возникновении условий ее появления. С другой стороны, уменьшение угла опережения зажигания вызывает не только ухудшение эффективных показателей рабочего процесса, что само по себе нежелательно, но и приводит к значительному повышению температуры отработавших газов. Выполнение указанных требований обуславливает применение достаточно сложных алгоритмов управления углом опережения зажигания. Система управления рабочим процессом двигателя должна иметь надежный механизм поцилиндровой идентификации детонации, а в регуляторе угла опережения зажигания должен быть реализован алгоритм, осуществляющий управление углом опережения зажигания не только при регистрации детонации, но и при возникновении вероятности ее появления.

В зависимости от требования к максимально допустимому уровню детонации возможны два варианта построения алгоритма работы регулятора угла опережения зажигания. В одном случае решается задача минимизировать уровень детонации, в другом, ограничить уровень детонации на допустимом уровне. Для того чтобы получить представление о принципах построения таких регуляторов, рассмотрим вначале регулятор минимизирующий уровень детонации. Источником информации о наличии детонации в текущем рабочем цикле является процедура идентификации детонации рассмотренная выше. Поскольку процесс измерения и обработки сигнала акселерометра синхронизирован с угловым положением коленчатого вала, то информация о наличии детонации становится доступной регулятору угла опережения в моменты времени, синхронизированные с угловым положением коленчатого вала. В зависимости от продолжительности работы программы идентификации детонации и времени накопления энергии в катушке зажигания, время, имеющееся у программы регулятора опережения зажигания для расчета величины корректировки угла опережения зажигания,

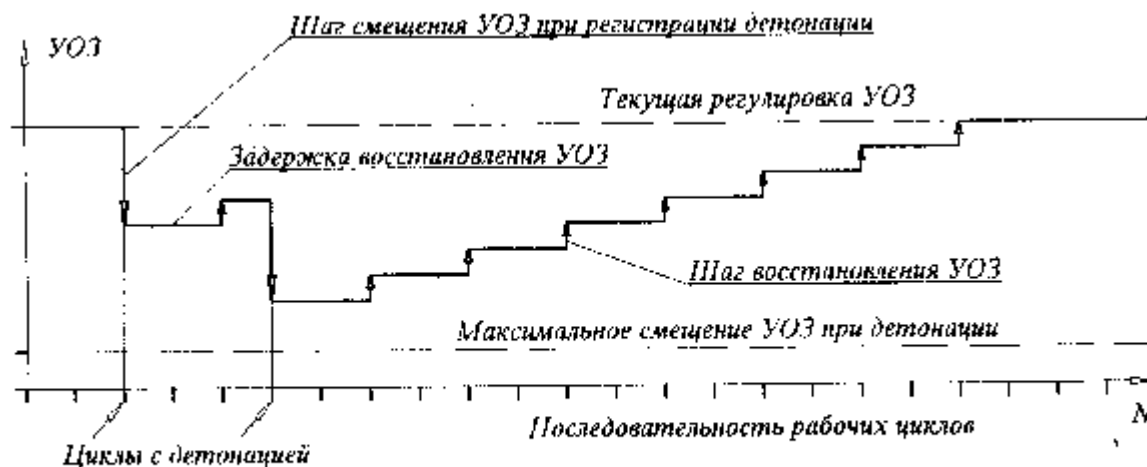
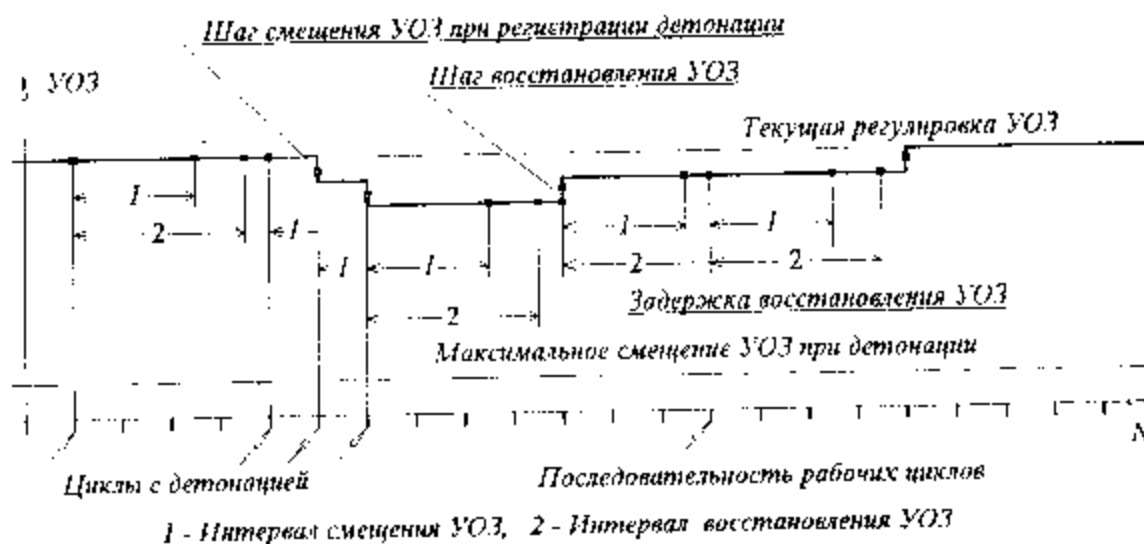


Рис. 5.5.1 Диаграмма работы регулятора угла опережения зажигания с минимизацией уровня детонации

эквивалентно не менее чем 360 град. п.к.в. При низкой частоте вращения коленчатого вала двигателя это время значительно превосходит время цикла управления. Реализуем процессором реального времени, а при высокой частоте вращения, минимально допустимый период между рабочими циклами с детонацией всегда больше цикла управления в реальном времени. Кроме этого, учитывая, что время цикла регулирования угла опережения зажигания самим регулятором составляет от долей секунды до нескольких секунд, то, очевидно, что он может быть реализован в процессоре реального времени.

Работа регулятора угла опережения зажигания обеспечивающего минимизацию уровня детонации проиллюстрирована на *Рис. 5.5.1*. При появлении признака детонации в текущем рабочем цикле регулятор вводит смещение угла опережения зажигания от текущей регулировки на величину шага смещения УОЗ. Повторное появление признака детонации приводит к дополнительному смещению угла опережения зажигания на ту же величину от его текущего значения. Отсутствие детонации, в течение времени задержки восстановления угла опережения зажигания, вызывает его увеличение на величину, заданную шагом восстановления. Максимальное смещение угла опережения зажигания, относительного заданного регулировками, ограничивается величиной максимального смещения. Возникновение интенсивной детонации в одном из цилиндров, когда накопленная поправка смещения угла опережения зажигания превышает некоторый заданный уровень, дает основание предположить об увеличении вероятности возникновения детонации в других цилиндрах и ввести для них превентивное смещение угла опережения зажигания. Для реализации этого механизма, достаточно ограничить максимальное значение разности смещений УОЗ по цилиндрам. Накопленная поправка смещения угла, при выходе из режимной области, где возможно появление детонации в заведомо бездетонационную режимную область не используется для управления, но сохраняется в памяти системы для повторного использования при входе в режимную область, где возможно появление детонации.



*Рис. 5.5.2* Диаграмма работы регулятора угла опережения зажигания с ограничением уровня детонации

Воспользуясь тем соображением, что детонация сопровождается увеличением теплоотдачи в стенки камеры сгорания связанным с разрушением колебаниями давления пристеночного слоя газа, можно считать, что увеличение теплоотдачи пропорционально количеству детонационных циклов. С другой стороны, общее количество тепла выделяющегося в камере сгорания, при прочих равных условиях, пропорционально частоте вращения коленчатого вала, а дополнительное количество тепла, которое может быть передано в стенки камеры сгорания при детонации без угрозы их разрушения, обратно пропорционально частоте вращения коленчатого вала. Эти причины позволяют предположить, что допустимый уровень детонации должен быть обратно пропорционален частоте вращения коленчатого вала, то есть необходимо ограничить

время между детонационными циклами. Работа регулятора построенного по этому принципу проиллюстрирована на *Рис.5.5.2*. Уровень интенсивности детонации, поддерживаемый регулятором, определяется интервалами и шагом смещения и восстановления угла опережения зажигания задаваемыми при калибровках.

Естественно, на практике могут встречаться различные схемы построения регуляторов, отличающиеся степенью использования дополнительной информации, характеризующей состояние рабочего процесса и обладающие различной способностью прогнозировать его изменения. Однако приведенные алгоритмы реализации регулятора носят весьма общий характер.

- 
- Точность привязки выполнения тех или иных действий по измерению и управлению параметрами рабочего процесса к определенному угловому положению коленчатого вала определяется тем, насколько его угловое положение влияет на показатели рабочего процесса двигателя.
  - П-регулятор УОЗ по частоте вращения носит вспомогательный характер и работает совместно с ПИ-регулятором циклового наполнения. Его назначение состоит, прежде всего, в улучшении динамических характеристик регулирования частоты вращения коленчатого вала.
  - Флуктуация средней мощности сигнала акселерометра, даже при отсутствии детонации, достигает значительной величины и может существенно превышать прирост средней мощности сигнала при появлении детонации
  - Даже при интенсивной детонации в последовательных рабочих циклах, всегда можно найти цикл, средняя мощность сигнала в котором близка к средней мощности сигнала при бездетонационном сгорании.

### УПРАВЛЕНИЕ СОСТАВОМ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

#### 6.1. Способы управления составом отработавших газов

Система управления рабочим процессом бензинового двигателя использует ограниченный объем информации, характеризующей связь между цикловым наполнением, характеристиками применяемого топлива и условиями эксплуатации автомобиля. Отсутствие необходимой информации требует проведения периодической корректировки передаточного коэффициента системы управления рабочим процессом двигателя по топливopодаче, необходимой для поддержания заданного состава смеси, допустимые границы изменения которого определяются чувствительностью эффективных показателей рабочего процесса двигателя к его изменению. Периодичность таких корректировок будет определяться как стабильностью датчиков, исполнительных устройств, самого двигателя, так и характеристиками применяемого топлива и условиями эксплуатации автомобиля.

Однако задача поддержания требуемого состава смеси, необходимого для реализации заданных регулировок рабочего процесса, влияющих на эффективные показатели двигателя, *поглощается* задачей поддержания необходимого *состава отработавших газов*. Это справедливо как для автомобилей укомплектованных каталитическим нейтрализатором, так и без него и связано с тем, что чувствительность концентрации отдельных компонентов отработавших газов к изменению состава смеси, заметно превышает чувствительность эффективных показателей двигателя. Наиболее жесткие требования к составу отработавших газов возникают в случае применения каталитического окислительно-восстановительного нейтрализатора, поэтому способам регулирования состава отработавших газов, обусловленным его применением будет уделено главное внимание.

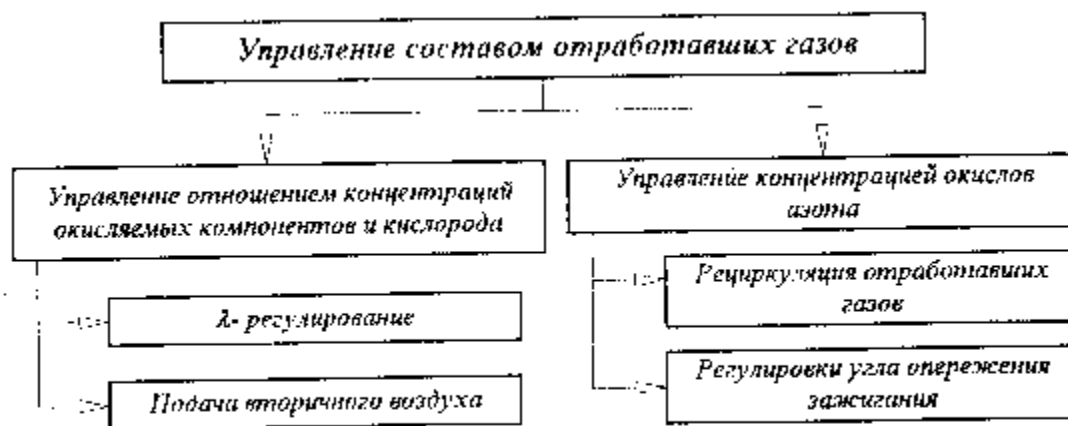


Рис. 6.1.1 Способы управления составом отработавших газов.

Способы управления составом отработавших газов можно разделить на две группы в зависимости от того, на какие компоненты отработавших газов направлено регулирующее воздействие (Рис. 6.1.1). С одной стороны, это способы управления, реализующие задачу снижения концентрации восстанавливаемых компонентов отработавших газов, в частности окислов азота  $NO_x$ . К этим способам можно отнести применение внешней, в противоположность внутренней, определяемой количеством остаточных газов, рециркуляции отработавших газов и корректировку регулировок угла опережения зажигания относительно оптимальных, с точки зрения эффективных показателей рабочего процесса двигателя, регулировок. С другой стороны, это управление балансом недоокисленных компонентов отработавших газов  $CO$ ,  $CH$ ,  $H_2$  и

окислителей, кислорода  $O_2$  и окислов азота  $NO_x$ , включая подачу в выпускную систему вторичного воздуха применяемую в том случае, когда концентрация окислов азота в отработавших газах незначительна, а требования к составу смеси определяются требованиями к управляемости автомобиля. Такие условия возникают в процессе прогрева двигателя, при его работе на обогащенных составах смеси, что вызывает необходимость обеспечить протекание в каталитическом нейтрализаторе только окислительных реакций. Необходимость применения того либо иного из перечисленных способов будет диктоваться тем, насколько конкретный автомобиль с установленным на нем двигателем и системой управления, отвечает предъявляемым требованиям к выбросам токсичных компонентов с отработавшими газами.

## 6.2 $\lambda$ -зонд, принцип действия и свойства.

Решение задачи поддержания требуемого баланса недоокисленных компонентов отработавших газов  $CO$ ,  $CH$ ,  $H_2$  и окислителей, кислорода  $O_2$ , окислов азота  $NO_x$ , необходимого для работы каталитического нейтрализатора в окислительно-восстановительном режиме, становится возможным благодаря введению в систему управления рабочим процессом двигателя обратной связи по составу отработавших газов, использующей в качестве источника информации о составе отработавших газов сигнал датчика, называемого  $\lambda$ -зонд. Прежде чем перейти к анализу алгоритмов управления рабочим процессом двигателя, решающих задачу управления составом отработавших газов, необходимо понять, что же собственно представляет собой  $\lambda$ -зонд. Поскольку, в системах управления рабочим процессом бензинового двигателя наиболее широко применяется датчик, использующий в качестве основы чувствительного элемента двуокись циркония  $ZrO_2$ , ограничимся изучением особенностей его работы. Конструктивно, чувствительный элемент  $\lambda$ -зонда представляет собой керамический стакан, изготовленный из двуокиси циркония и покрытый слоем пористой платины. Чувствительный элемент помещен в корпус, изготовленный из нержавеющей стали, который имеет отверстия, позволяющие отработавшим газам контактировать с внешней поверхностью чувствительного элемента. Датчик имеет встроенный электрический подогреватель, обеспечивающий его прогрев до рабочей температуры независимо от температуры отработавших газов.

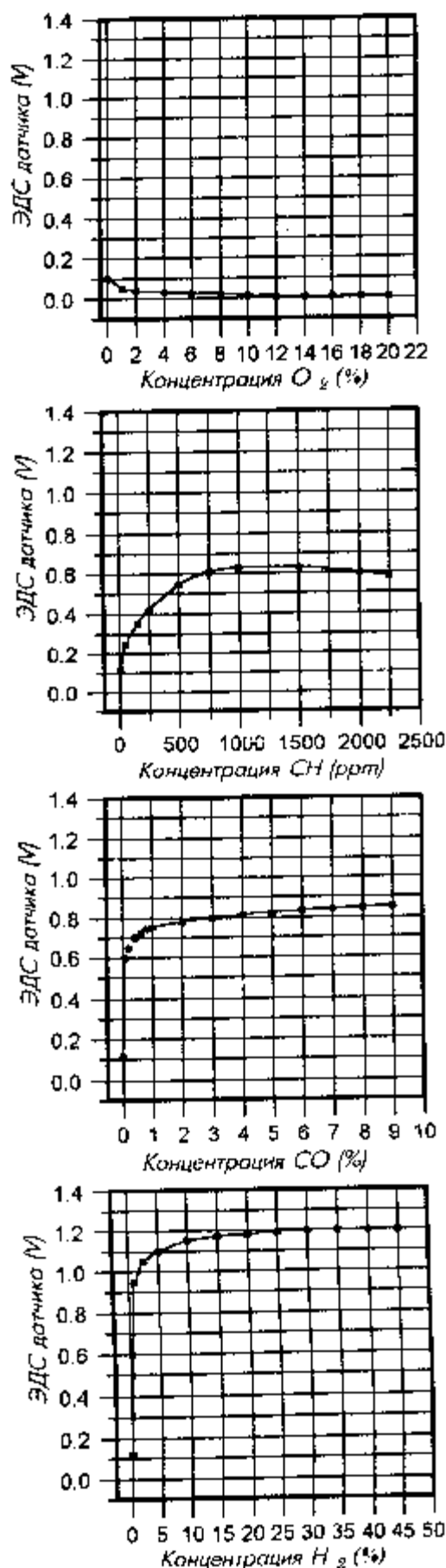


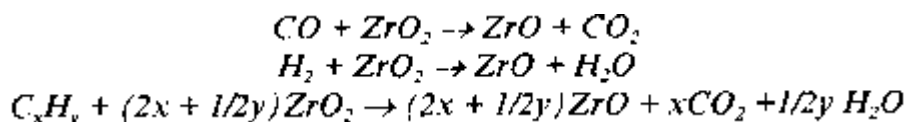
Рис. 6.2 / Зависимость ЭДС  $\lambda$ -зонда от концентрации компонентов отработавших газов.



выходным сигналом. Графики, показывающие зависимость выходного сигнала  $\lambda$ -зонда от концентрации отдельных компонентов отработавших газов представлены на Рис. 6.2.1. При продувке  $\lambda$ -зонда на испытательной установке смесью азота и кислорода, а также чистым азотом, уровень сигнала датчика не превышает фонового значения 0.1В, которое монотонно снижается по мере увеличения концентрации кислорода. Из этого следует, что отсутствие кислорода в газовой среде, обтекающей активный элемент датчика, не является причиной возникновения ЭДС на выводах  $\lambda$ -зонда и следовательно, этот датчик ни как не может быть назван «датчиком кислорода» или даже «датчиком отсутствия кислорода».

Погружение датчика в среду, в которой присутствуют в смеси с азотом компоненты способные к окислению, но при отсутствии кислорода, приводит к появлению ЭДС на выводах  $\lambda$ -зонда, максимальная величина которой определяется химическим составом компонента, а концентрации  $CO$ ,  $CH$  (FID),  $H_2$  достаточные для появления ЭДС на вводах датчика на уровне 0.7 от максимального значения, составляют доли процента. Напротив, продувка  $\lambda$ -зонда газовыми смесями двуокиси углерода в азоте и окиси азота не приводит к появлению ЭДС превышающей фоновое значение 0.1В вне зависимости от их концентраций.

Таким образом, обобщая приведенные факты, можно утверждать что генерация  $\lambda$ -зондом выходного сигнала высокого уровня связана с процессами окисления недоокисленных компонентов отработавших газов, в частности  $CO$ ,  $CH$ ,  $H_2$  на поверхности чувствительного элемента датчика находящимся в чувствительном элементе кислородом ????. Можно предположить, что при этом происходит реакции восстановления двуокиси циркония  $ZrO_2$  до окиси циркония  $ZrO$  инициируемая платиновым катализатором, покрывающем чувствительный элемент датчика и являющаяся причиной возникновения ЭДС:



Это предположения подтверждается тем, что заполнение внутреннего объема  $\lambda$ -зонда азотом или двуокисью углерода практически не оказывает влияния на характер поведения  $\lambda$ -зонда.

Увеличение концентрации способных к окислению компонентов выше некоторого значения не приводит к росту ЭДС датчика. Более того, при продолжительной продувке датчика этими компонентами ЭДС начинает падать, то есть датчик теряет чувствительность. Потеря чувствительности датчика, после длительной продувки, может быть связана с изменением состава основы чувствительного элемента  $ZrO_2$  что подтверждается восстановлением характеристик датчика после его продувки газовыми смесями, содержащими кислород. Необходимо отметить, что условия работы  $\lambda$ -зонда в выпускной системе двигателя характеризуются наличием в омывающей его газовой среде как окисляемых так и восстанавливаемых компонентов. Учитывая это, можно предположить, что в условиях эксплуатации на поверхности датчика окислительные процессы чередуются с восстановительными, что обеспечивает автоматическое поддержание работоспособности  $\lambda$ -зонда и его высокую чувствительность к изменению концентрации окисляемых компонентов.

Известно, что отработавшие газы бензинового двигателя представляют собой смесь различных компонентов, сочетание которых зависит от химического состава топлива, состава смеси, особенностей процессов смесеобразования и сгорания, герметичности впускной и выпускной систем и других факторов. Практически всегда, отработавшие газы двигателя содержат в своем составе, как продукты неполного сгорания так и свободный кислород. Обогащение состава смеси сопровождается увеличением

концентрации в отработавших газах продуктов неполного сгорания, в частности  $CO$ ,  $CH$ , а обеднение сопровождается увеличением концентрации кислорода. Концентрация углеводородов  $CH$  меньше зависит от состава смеси, поскольку механизмы ее образования не имеют прямой связи с составом поступающей в цилиндры двигателя топливовоздушной смеси. На практике, состав отработавших газов реального двигателя характеризуется наличием заметных фоновых концентраций, как продуктов неполного окисления, так и кислорода. С ухудшением процесса сгорания или ростом неравномерности циклового наполнения или цикловой подачи топлива эти фоновые концентрации увеличиваются. В связи с этим представляет значительный интерес анализ характеристик  $\lambda$ -зонда проведенный в этих условиях.

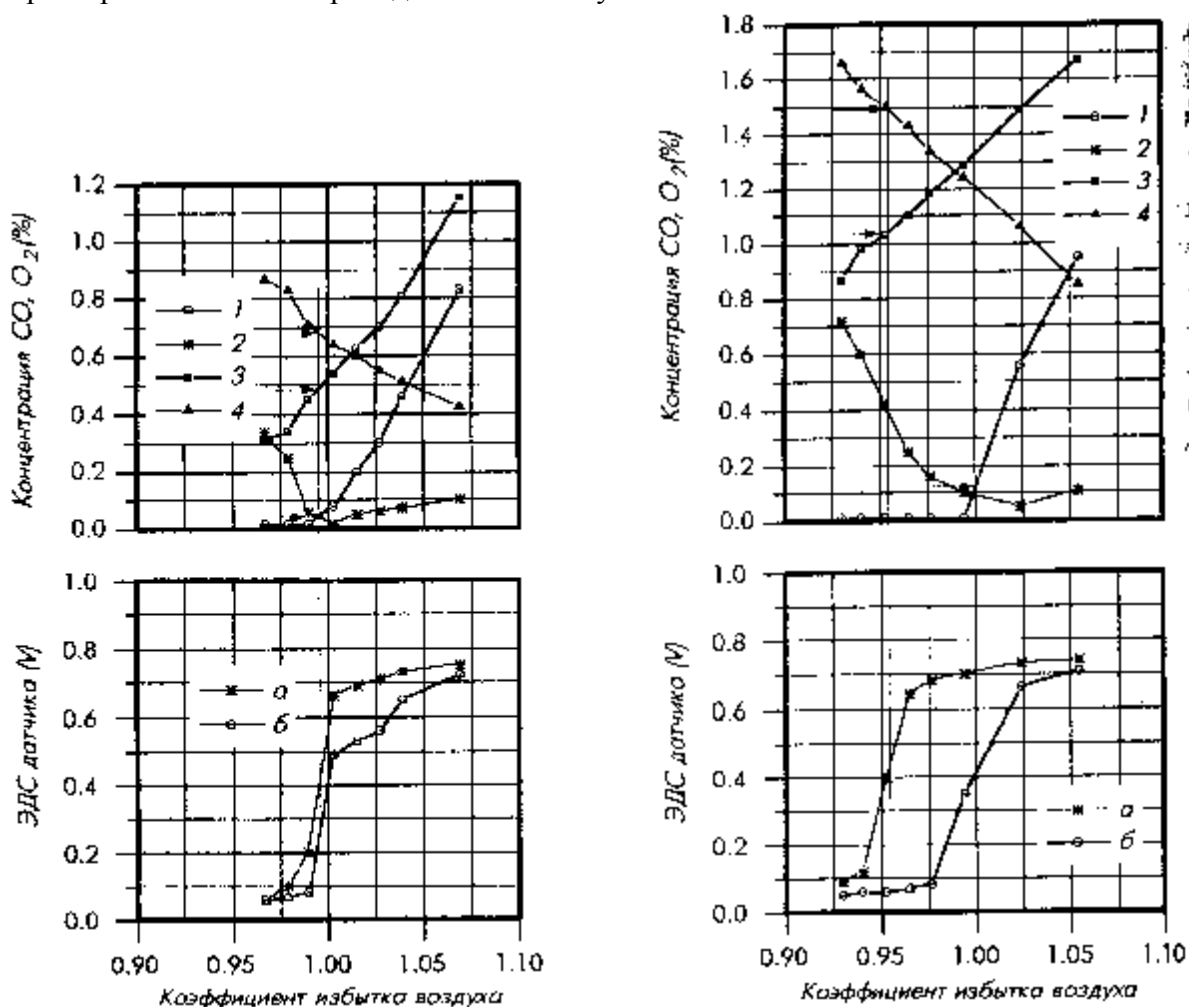


Рис. 6.2.2 Зависимость ЭДС  $\lambda$ -зондов и концентрации компонентов отработавших газов от состава смеси поступающей в цилиндры двигателя при различных концентрациях кислорода в отработавших газах при стехиометрии (слева - концентрация  $O_2 \approx 0.6\%$ , справа  $\approx 1.2\%$ ).  
 1 - Концентрация  $CO$  после нейтрализатора, 2 - Концентрация  $O_2$  после нейтрализатора, 3 - Концентрация  $CO$  до нейтрализатора, 4 - Концентрация  $O_2$  до нейтрализатора,  
 а - ЭДС  $\lambda$ -зонда установленного по потоку газов до нейтрализатора, б - ЭДС  $\lambda$ -зонда установленного по потоку газов после нейтрализатора.

Поскольку процесс преобразования компонентов отработавших газов в каталитическом окислительно-восстановительном нейтрализаторе можно рассматривать как продолжение процесса сгорания в двигателе, то достижение минимальных концентраций как окисляемых, так и восстанавливаемых компонентов на выходе из нейтрализатора свидетельствует о максимальном приближении состава смеси, поступившей в цилиндры двигателя, с учетом дополнительного воздуха попадающего в выпускную систему до нейтрализатора, к стехиометрическому. При этом практически весь кислород, поступающий на вход нейтрализатора (в том числе и связанный в окислах

азота), расходуется на окисление окиси углерода, углеводородов и водорода. В этих условиях влиянием кислорода на формирование сигнала - зонда, установленного по потоку газов за нейтрализатором, можно пренебречь, а выходной сигнал  $\lambda$ -зонда будет определяться наличием в отработавших газах способных к окислению компонентов в очень незначительной концентрации. Таким образом, величина ЭДС  $\lambda$ -зонда в пределах линейной области его передаточной характеристики, при незначительной концентрации кислорода (сотые доли процента), отражает наличие в газах, окружающих поверхность чувствительного элемента датчика, концентраций окисляемых компонентов в пределах долей процента. Это характеризует состав топливовоздушной смеси поступившей в цилиндры двигателя, естественно с учетом воздуха попавшего в выпускную систему при ее не герметичности, как *стехиометрический*.

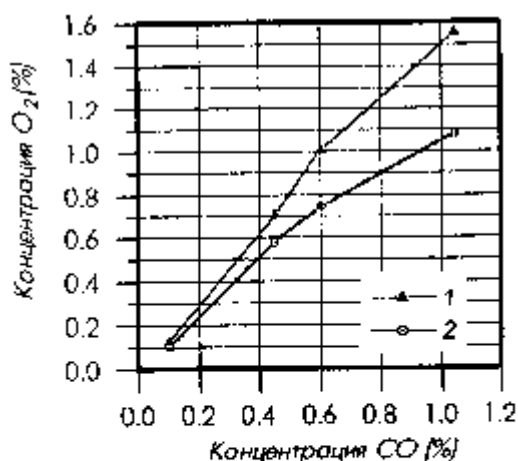


Рис. 6.2.3 Отношение концентраций кислорода и окиси углерода в отработавших газах соответствующее середине линейной области изменения ЭДС  $\lambda$ -зонда  
1- для  $\lambda$ -зонда, установленного по потоку газов до нейтрализатора;  
2- для  $\lambda$ -зонда, установленного по потоку газов после нейтрализатора;

Представляет интерес анализ поведения  $\lambda$ -зонда в условиях неполного сгорания топлива, когда в отработавших газах присутствуют как способные к окислению компоненты, так и кислород. Для анализа поведения  $\lambda$ -зонда в этих условиях воспользуемся результатом измерения ЭДС сигнала двух  $\lambda$ -зондов, установленных до и после каталитического окислительно-восстановительного нейтрализатора. Учтем, что условия стехиометрии для обоих датчиков, установленных до и после нейтрализатора, идентичны, так как массоперенос между объемом отработавших газов на участке между двумя датчиками и окружающей средой отсутствует.

Рассмотрим связь между составом смеси, поступающей в цилиндры двигателя, ЭДС  $\lambda$ -зондов, установленных до и после каталитического окислительно-восстановительного нейтрализатора и концентрацией кислорода и окиси углерода в месте установки датчиков (Рис. 6.2.2). Использование в качестве индикатора наличия в отработавших газах недоокисленных компонентов окиси углерода обусловлено тем, что существует тесная связь между концентрацией CO и концентрацией водорода, чувствительность  $\lambda$ -зонда к которому максимальна, но непосредственное измерение концентрации которого затруднительно. Сравнивая значения составов смеси, при которых ЭДС датчика находится в середине линейной области, полученные в условиях стехиометрии для случаев с различной концентрацией кислорода в отработавших газах можно видеть, что при увеличении концентрации кислорода в отработавших газах, ЭДС датчика, соответствующая середине линейной области, смещается в сторону обеднения состава смеси и не отражает ее стехиометрический состав. С другой точки зрения, можно утверждать, что для генерации  $\lambda$ -зондом ЭДС, соответствующей середине линейного участка его характеристики, при повышенной концентрации в отработавших газах недоокисленных компонентов, необходимо обеспечить в отработавших газах некоторый избыток кислорода по отношению к стехиометрии (Рис. 6.2.3).

Приведенные факты подтверждают сделанный ранее вывод о том, что генерация  $\lambda$ -зондом ЭДС связана с процессами окисления компонентов газовой смеси кислородом, находящимся в чувствительном элементе датчика. Для того, что бы подавить реакцию окисления недоокисленных компонентов отработавших газов кислородом чувствительного элемента датчика, то есть прекратить генерацию ЭДС датчиком,

необходимо присутствие в отработавших газах избыточного, по отношению к стехиометрическому, количества кислорода. Причем, количество избыточного кислорода растет пропорционально концентрации недоокисленных компонентов отработавших газов. Используя это свойство  $\lambda$ -зонда представляется возможным оценить концентрацию в отработавших газах продуктов неполного сгорания топлива и использовать эту информацию для оценки эффективности работы каталитического нейтрализатора [8].

Наряду со статическими характеристиками  $\lambda$ -зонда, описывающими зависимость между ЭДС генерируемой датчиком и концентрацией компонентов в отработавших газах, значительный интерес представляют его динамические характеристики. При этом наибольший интерес представляет анализ поведения сигнала  $\lambda$ -зонда в реальных условиях, то есть при его установке в выпускную систему автомобиля. Динамические свойства  $\lambda$ -зонда, представляющие интерес при создании системы управления рабочим процессом, характеризуются прежде всего, временем отклика выходного сигнала датчика на изменение концентрации отработавших газов. Однако ввиду того, что изменение концентрации отработавших газов при работе  $\lambda$ -регулятора вызывает изменение состава смеси, поступающего в цилиндры двигателя, то с точки зрения требований, предъявляемых регулятором состава смеси, более важна совокупная оценка времени отклика сигнала  $\lambda$ -зонда на изменение величины подачи топлива форсунками. Интервал времени между изменением подачи топлива и изменением величины ЭДС  $\lambda$ -зонда можно разделить на несколько составляющих. Это, прежде всего время рабочего цикла, включающее продолжительность переходных процессов по топливоподаче во впускной системе, транспортная задержка, связанная с конечной скоростью перемещения отработавших газов в выпускной системе от выпускного клапана до места установки датчика и собственно задержка отклика сигнала  $\lambda$ -зонда. Эксперименты показывают, что время отклика выходного сигнала  $\lambda$ -зонда на изменение подачи топлива определяется частотой вращения коленчатого вала двигателя и величиной циклового наполнения. Для двигателя с рабочим объемом 1.5 литра и подачей топлива на впускной клапан, задержка отклика  $\lambda$ -зонда на изменение подачи топлива составляет, в угловой форме представления, 6-7 рабочих циклов независимо от частоты вращения коленчатого вала и уменьшается при увеличении циклового наполнения. Эти факты говорят о том, что собственная задержка отклика  $\lambda$ -зонда на изменение концентрации компонентов отработавших газов оказывается существенно меньше транспортной задержки и продолжительности переходных процессов по топливоподаче во впускной системе.

### **6.3 Свойства каталитического нейтрализатора.**

Каталитический нейтрализатор, применяемый в современных системах снижения токсичности отработавших газов, представляет собой конструкцию, предназначенную для создания условий протекания химических реакций между компонентами отработавших газов. Каталитический нейтрализатор имеет развитую внутреннюю поверхность металлического или керамического носителя, обеспечивающую большую площадь контакта между отработавшими газами и нанесенным на его поверхность катализатором в виде платины и других редкоземельных элементов. Наличие катализатора, размещенного в потоке отработавших газов, вызывает протекание ряда окислительных и восстановительных реакций между компонентами отработавших газов, зависящих как от состава отработавших газов, так и от концентрации их компонентов. Тем не менее, конечными химическими реакциями, происходящими в нейтрализаторе, является реакция окисления продуктов неполного сгорания топлива. Избыточное количество свободного кислорода в отработавших газах приводит к практически полному окислению в нейтрализаторе продуктов неполного сгорания топлива свободным кислородом. По мере уменьшения концентрации свободного кислорода, его недостаток начинает восполняться путем использования кислорода связанного в окислах азота, обеспечивая тем самым восстановление их до молекулярного азота. Исходя из понимания механизма работы каталитического окислительно-восстановительного нейтрализатора, становится ясна задача системы управления рабочим процессом двигателя, заключающаяся в поддержании такого состава отработавших газов, при котором достигается оптимальный

баланс между продуктами неполного сгорания топлива и свободным кислородом в отработавших газах. Причем, в зависимости от необходимости восстановления окислов азота, этот баланс может быть смещен в сторону увеличения концентрации избыточного кислорода.

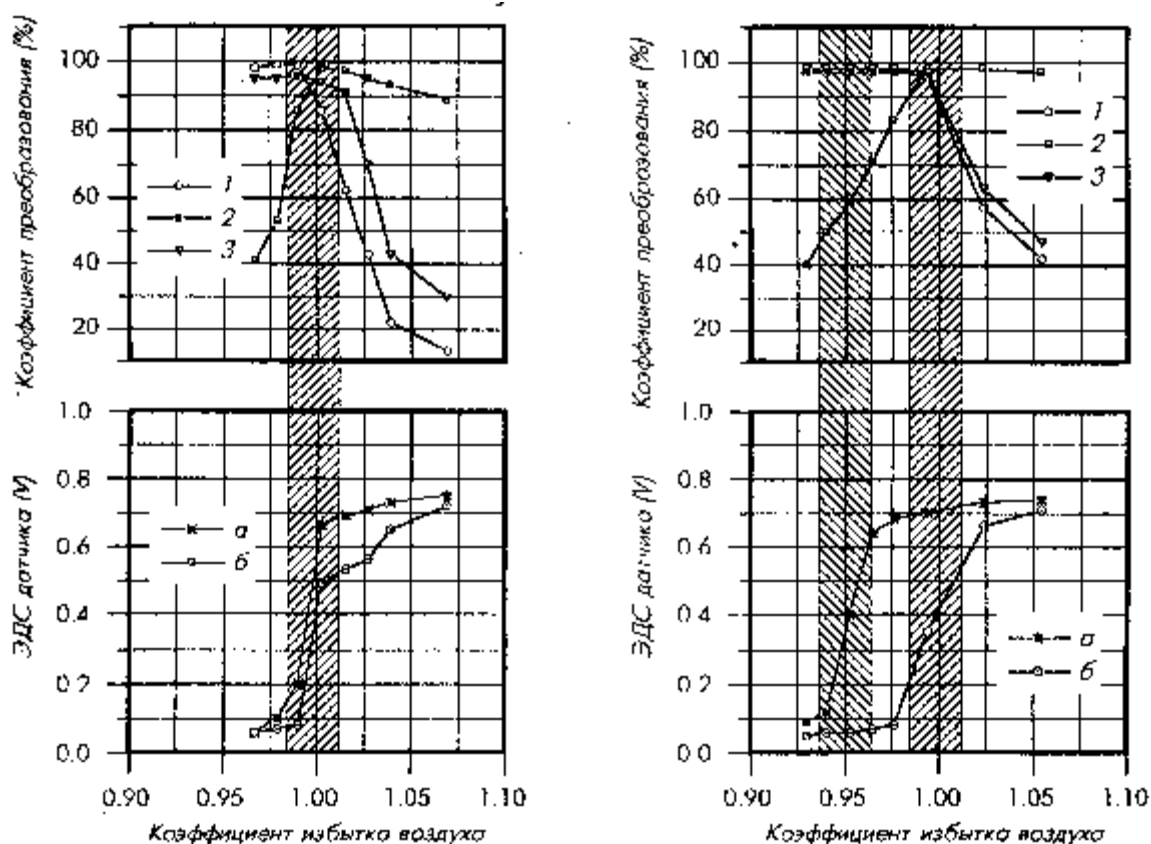


Рис. 6.3.1 Зависимость коэффициента преобразования нейтрализатора для  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}$  и  $\text{NO}_x$  и ЭДС  $\lambda$ -зонда от состава смеси поступающей в цилиндры двигателя при различных концентрациях кислорода в отработавших газах при стехиометрии (слева - концентрация  $\text{O}_2 \approx 0.6\%$ , справа  $\approx 1.2\%$ ).

а - ЭДС  $\lambda$ -зонда установленного по потоку газов до нейтрализатора,

б - ЭДС  $\lambda$ -зонда установленного по потоку газов после нейтрализатора

1 - Коэффициент преобразования  $\text{NO}_x$ , 2 - Коэффициент преобразования  $\text{CO}$ ,

3 - Коэффициент преобразования  $\text{CH}$ .

Эффективность окислительно-восстановительного каталитического нейтрализатора оценивается по его способности окислять продукты неполного сгорания топлива, используя для этих целей свободный и связанный в окислах азота кислород присутствующий в отработавших газах. В качестве оценки эффективности каталитического нейтрализатора используются так называемые коэффициенты преобразования, равные отношению разности концентраций компонентов отработавших газов на входе и выходе нейтрализатора к их концентрации на входе и рассчитанные для окиси углерода, углеводородов, окислов азота на основании данных, определенных при заданной объемной скорости потока газов через нейтрализатор:

$$K_{\text{CO}} = \frac{\text{CO}^{\text{ex}} - \text{CO}^{\text{вых}}}{\text{CO}^{\text{ex}}} \cdot 100\%, \quad K_{\text{CH}} = \frac{\text{CH}^{\text{ex}} - \text{CH}^{\text{вых}}}{\text{CH}^{\text{ex}}} \cdot 100\%,$$

$$K_{\text{NO}_x} = \frac{\text{NO}_x^{\text{ex}} - \text{NO}_x^{\text{вых}}}{\text{NO}_x^{\text{ex}}} \cdot 100\%$$

Где:  $K_{\text{CO}}$ ,  $K_{\text{CH}}$ ,  $K_{\text{NO}_x}$  - коэффициенты преобразования для различных компонентов;

Диапазон изменения значений состава смеси на впуске, в пределах которого коэффициенты преобразования компонентов отработавших газов, используемых в качестве индикаторов, лежат на уровне не ниже 70%, определяет зону эффективной



работы нейтрализатора и называется «окном бифункциональности».

Рассмотрим взаимное положение окна бифункциональности нейтрализатора и  $\lambda$ -зондов установленных до и после нейтрализатора относительно состава смеси на входе в цилиндры двигателя (Рис. 6.3.1). При эффективной работе нейтрализатора в окне бифункциональности, отработавшие газы за нейтрализатором практически не содержат продуктов неполного сгорания, окислов азота и кислорода. Такой состав отработавших газов свидетельствует о практически полном преобразовании этих компонентов отработавших газов в нейтрализаторе и следовательно, о том, что состав смеси на входе в цилиндры с учетом кислорода попавшего в выпускную систему двигателя стехиометрический. В этом случае уровень ЭДС, установленного по потоку газов за нейтрализатором  $\lambda$ -зонда, будет находиться в окрестностях середины линейной области его характеристики.

На практике, вследствие несовершенства процесса сгорания, отработавшие газы двигателя при условии стехиометрии одновременно содержат как продукты неполного сгорания, так и окислитель в виде свободного и связанного кислорода. Согласно установленным для  $\lambda$ -зонда зависимостям, наличие свободного кислорода приводит к смещению состава смеси, определяющего положение линейного участка характеристики  $\lambda$ -зонда, в сторону обеднения в тем большей степени, чем более высок уровень содержания в отработавших газах продуктов неполного сгорания. Поэтому, состав смеси на входе в цилиндры двигателя, соответствующий середине линейного участка характеристики  $\lambda$ -зонда, установленного по потоку газов до нейтрализатора, при регулировании состава смеси с использованием обратной связи по сигналу этого  $\lambda$ -зонда, будет определяться не только свойствами самого  $\lambda$ -зонда, но и эффективностью процесса сгорания топлива. На практике, ухудшение эффективности сгорания, вызывая рост концентрации продуктов неполного сгорания топлива, приводит к смещению области, соответствующей середине линейного участка характеристики  $\lambda$ -зонда относительно окна бифункциональности нейтрализатора в область бедных составов смеси. Как видно на показанной на Рис. 6.3.2 зависимости положения окна бифункциональности от концентрации окиси углерода и кислорода в отработавших газах, увеличение концентрации  $CO$  выше 0.5% приводит к смещению положения линейной области изменения ЭДС  $\lambda$ -зонда, установленного по потоку газов до нейтрализатора за пределы окна бифункциональности. Эти особенности совместной работы нейтрализатора и  $\lambda$ -зонда, установленного по потоку газов до нейтрализатора, предъявляют серьезные требования к исходной концентрации продуктов неполного сгорания в отработавших газах, определяемых совершенством рабочего процесса двигателя и герметичностью его выпускной системы, без выполнения которых невозможно обеспечить эффективную работу окислительно-восстановительного каталитического нейтрализатора.

Трехкомпонентный каталитический нейтрализатор, помимо собственно способности к окислению продуктов неполного сгорания свободным и связанным в окислах азота кислородом характеризуется определенной инерционностью, связанной с характером протекающих в нем химических процессов. Эта инерционность проявляется в наличии значительного запаздывания, не связанного с транспортной задержкой, между откликами  $\lambda$ -зондов установленных по потоку газа до и после нейтрализатора на изменение состава смеси. Зависимости задержки отклика сигнала  $\lambda$ -зонда установленного по потоку газов после нейтрализатора относительно  $\lambda$ -зонда, установленного до

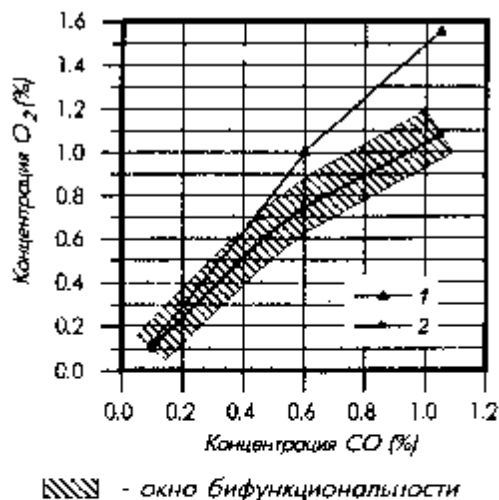


Рис. 6.3.2 Положение окна бифункциональности в зависимости от концентрации окиси углерода в отработавших газах. Положение середины линейной области изменения ЭДС для  $\lambda$ -зонда установленного по потоку газов до нейтрализатора (1) и для  $\lambda$ -зонда установленного по потоку газов после нейтрализатора (2)

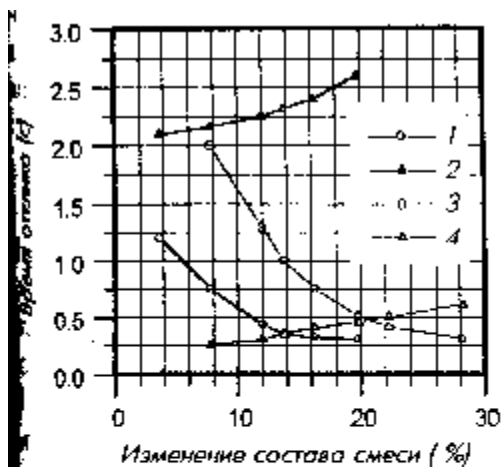


Рис. 6.3.3 Зависимость задержки отклика сигнала  $\lambda$ -зонда установленного по потоку газов после нейтрализатора относительно сигнала  $\lambda$ -зонда установленного до нейтрализатора при изменении состава смеси в сторону обогащения (1, 3) и обеднения (2, 4) от изменения состава смеси в область богатых смесей (1, 2) и бедных смесей (3, 4)  
 $V_h=1,5$  л,  $n=1500$  мин<sup>-1</sup>,  $G_{вц}=185$  мг/цикл.

нейтрализатора от диапазона изменения и исходного состава смеси показаны на Рис. 6.3.3. Анализ этих зависимостей показывает, что величина запаздывания пропорциональна отклонению исходного и обратно пропорциональна отклонению конечного состава смеси от стехиометрии, причем это запаздывание присутствует как при обеднении так и при обогащении состава смеси. Кроме того, эти задержки обратно пропорциональны объемной скорости потока газа через нейтрализатор. Такое поведение сигналов датчиков позволяет представить динамическую передаточную характеристику нейтрализатора в виде нелинейного аperiодического фильтра, характеристики которого зависят от конструкции нейтрализатора и условий его применения на автомобиле. Наличие такого фильтра должно быть учтено при создании алгоритма управления составом смеси, использующим сигнал  $\lambda$ -зонда установленного по потоку газов после нейтрализатора, а его параметры могут быть получены только при

анализе данных полученных в конкретных условиях применения.

Условия работы каталитического нейтрализатора характеризуются циклическими изменениями состава смеси поступающей в нейтрализатор. В этой связи представляет интерес анализ влияния на коэффициенты преобразования нейтрализатора амплитуды колебаний состава смеси на входе в цилиндры двигателя. При работе двигателя ( $V_h=1,5$  литра,  $N=2000$  мин<sup>-1</sup>,  $G_{вц}=185$  мг/цикл) с принудительной модуляции состава смеси на впуске с частотой 1 Гц, рост амплитуды колебаний состава смеси до 10% не приводит к заметному изменению коэффициентов преобразования нейтрализатора по всем трем компонентам. Аналогичные результаты получены и в случае создания неравномерности распределения топлива между цилиндрами путем изменения подачи топлива для пары форсунок в четырехцилиндровом двигателе. В тех же условиях, смещение среднего состава смеси относительно стехиометрии на 4% в любую сторону, приводит к падению коэффициентов преобразования до 50-60%. Эти факты говорят о большом влиянии демпфирующих свойств каталитического нейтрализатора на показатели его работы.

Следует заметить, что приведенные выше данные, характеризующие поведение каталитического нейтрализатора и  $\lambda$ -зонда, получены при их работе в рабочем диапазоне температур. Время необходимое для прогрева как каталитического нейтрализатора, так и  $\lambda$ -зонда до рабочей температуры может составлять от нескольких десятков секунд до нескольких минут и влияние на экологические показатели автомобиля характеристик прогрева этих устройств может быть весьма значительным. Для примера, доля выбросов окиси углерода приходящаяся на фазу прогрева нейтрализатора может достигать до 80% от суммарных выбросов за испытательный ездовой цикл. Поэтому проблемам, связанным с начальными условиями работы систем снижения токсичности, и в частности, управлению составом отработавших газов, при создании систем управления рабочим процессом должно быть уделено самое серьезное внимание.

#### 6.4 $\lambda$ -регулирование и $\lambda$ -регулятор.

Зависимость ЭДС циркониевого  $\lambda$ -зонда от состава смеси носит ярко выраженный нелинейный характер. Ширина линейной области передаточной характеристики датчика

не превышает 1.5-2% изменения состава смеси на входе в цилиндры двигателя, что соизмеримо с естественными флуктуациями состава смеси характерными для бензиновых двигателей с впрыском, даже при стационарном положении режимной точки. В этих условиях, сигнал, поступающий с циркониевого  $\lambda$ -зонда, несет информацию только о том богаче или беднее состав смеси относительно стехиометрии и ничего не говорит о том насколько. Это позволяет сократить количество уровней квантования сигнала  $\lambda$ -зонда до двух используя в качестве порогового напряжения, напряжение соответствующее середине линейного участка передаточной характеристики  $\lambda$ -зонда, обычно равное 0,4 В.

По этим причинам, а также ввиду наличия значительных задержек между откликом сигнала  $\lambda$ -зонда на изменение состава смеси и собственно этим изменением представляется возможным создать систему регулирования состава смеси обеспечивающую поддержание ЭДС  $\lambda$ -зонда в середине линейного участка его передаточной характеристики. Более того, выше было показано, что для поддержания работоспособности  $\lambda$ -зонда необходимо периодически создавать избыточную, относительно стехиометрии, концентрацию кислорода в отработавших газах.

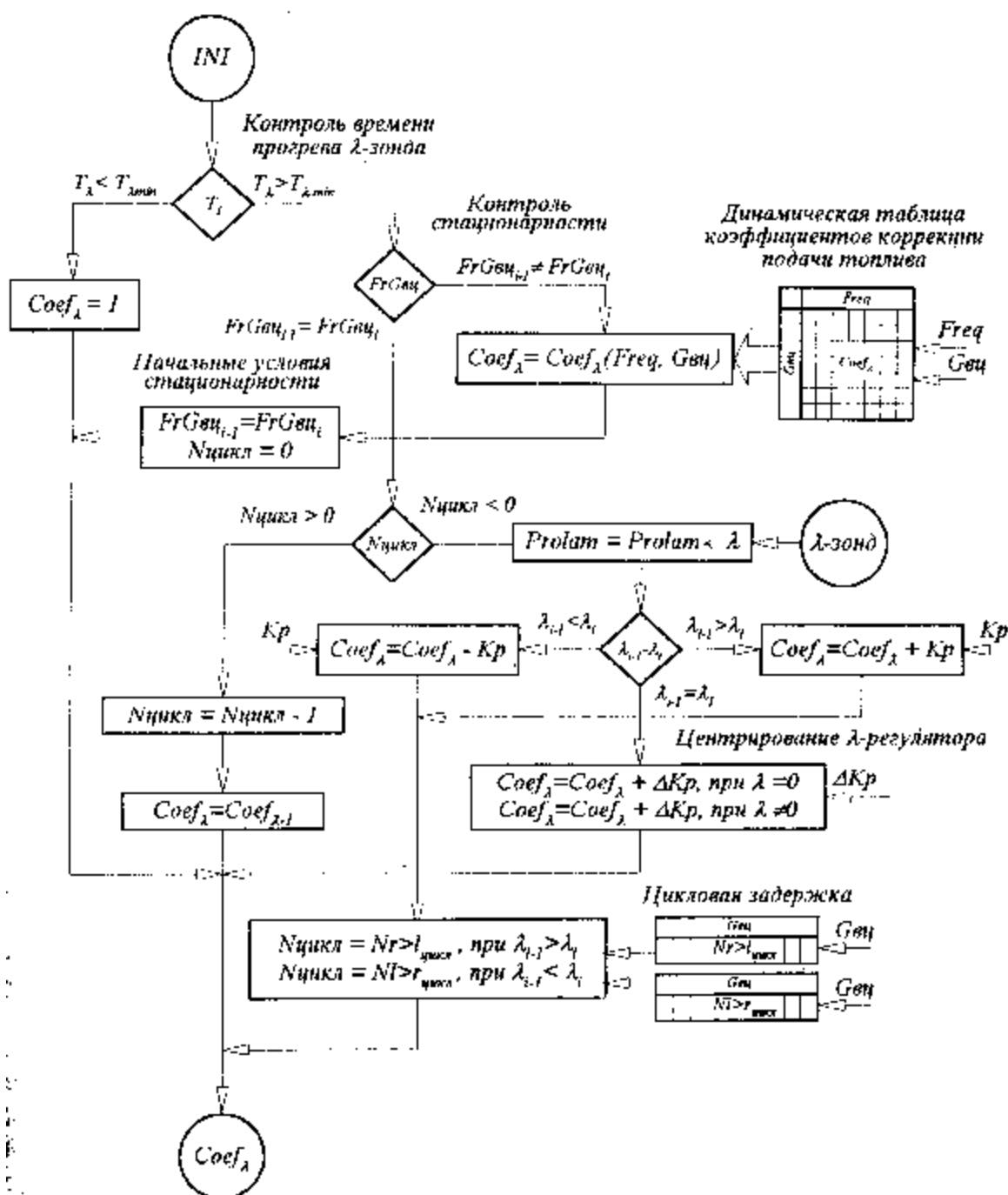


Рис. 6.4.1 Алгоритм работы регулятора состава смеси с обратной связью по сигналу  $\lambda$ -зонда.

Следовательно, система регулирования составом смеси должна функционировать в автоколебательном режиме, характеризуемом определенным размахом и частотой колебаний состава смеси. Тем менее, максимальная величина размаха и минимальная частота колебаний состава смеси определяются требованиями, предъявляемыми каталитическим нейтрализатором и в любом случае, должны быть минимизированы.

Рассмотрим пример реализации регулятора состава смеси, использующего в качестве обратной связи сигнал циркониевого  $\lambda$ -зонда (Рис. 6.4.1). Корректная работа регулятора возможна только в том случае, если сигнал  $\lambda$ -зонда отражает реальный состав смеси, что возможно только тогда, когда температура  $\lambda$ -зонда достигла рабочей. Так как прямое измерение температуры  $\lambda$ -зонда осуществить не всегда возможно, поскольку для этого  $\lambda$ -зонд должен иметь встроенный датчик температуры или, при применении косвенных методов измерения, система управления рабочим процессом должна иметь возможность измерять ток, потребляемый нагревательным элементом датчика, то для оценки его теплового состояния приходится использовать косвенную оценку, базирующуюся на анализе времени прогрева  $\lambda$ -зонда,  $T_{min}$ . В случае необходимости, эта оценка должна включать и время необходимое для прогрева нейтрализатора, зависящее как от времени работы двигателя, так и от начальной температуры нейтрализатора, косвенно связанной с температурой охлаждающей жидкости.

Динамические погрешности в реализации регулировок по составу смеси, связанные с изменением положения режимной точки, могут значительно превышать размах колебаний состава смеси характерных для работы  $\lambda$ -регулятора в стационарных условиях. Это может привести к нарушению работы  $\lambda$ -регулятора проявляющемуся в значительном перерегулировании состава смеси и как следствие, к снижению эффективности работы каталитического нейтрализатора. Для того чтобы избежать этого, необходимо ограничить работу  $\lambda$ -регулятора условиями стационарности положения режимной точки,  $FrG_{\lambda i} = FrG_{\lambda i-1}$ .

В том случае, когда условие стационарности нарушается, в качестве *коэффициента коррекции подачи топлива*  $Coef_{\lambda}$ , используемого для управления составом смеси при работе  $\lambda$ -регулятора, должна быть принята прогнозируемая величина коэффициента  $Coef_{\lambda}$ , полученная путем обработки результатов предыдущей работы  $\lambda$ -регулятора и хранящаяся в *динамической таблице коэффициентов коррекции подачи топлива*. Естественно, что в текущем цикле управления невозможно определить будет ли следующий цикл управления реализован при том же положении режимной точки  $FrG_{\lambda}$ , что и предыдущий или положение режимной точки изменится. Поэтому, при любом изменении положения режимной точки, необходимо фиксировать ее положение как начальное условие для последующего определения стационарности. Кроме этого, должна быть инициализирована процедура отсчета *цикловой задержки анализа сигнала  $\lambda$ -зонда*  $N_{цикл}$ , определяемая задержкой отклика сигнала  $\lambda$ -зонда на изменение коэффициента коррекции подачи топлива  $Coef_{\lambda}$ . Требование инициализации цикловой задержки  $N_{цикл}$  обусловлено необходимостью связать значение отклика  $\lambda$ -зонда с текущим положением режимной точки, определяемым условием стационарности. В случае выполнения условий стационарности, на протяжении цикловой задержки  $N_{цикл}$ , коэффициент коррекции подачи топлива  $Coef_{\lambda}$  остается постоянным и изменяется в случае необходимости по ее окончании.

Анализ квантованного сигнала  $\lambda$ -зонда позволяет принять решение о направлении и величине изменения коэффициента коррекции подачи топлива  $Coef_{\lambda}$ , зависящих от отношения прошлого  $\lambda_{i-1}$  и текущего  $\lambda_i$  значения сигнала  $\lambda$ -зонда. Возможны два случая поведения сигнала  $\lambda$ -зонда. В первом случае произошло изменение сигнала датчика на противоположное, что говорит о том, что предыдущее изменение коэффициента коррекции подачи топлива  $Coef_{\lambda}$  вызвало изменение состава смеси, относительно стехиометрии, с богатой на бедную или на наоборот. Это требует от регулятора корректирующего воздействия, направленного в противоположную сторону, то есть, уменьшения значения коэффициента  $Coef_{\lambda}$  при регистрации перехода состава смеси бедной на богатую или увеличения значения коэффициента  $Coef_{\lambda}$  при регистрации обратного перехода. Величина изменения коэффициента  $Coef_{\lambda}$  задается значением  $K_p$ ,

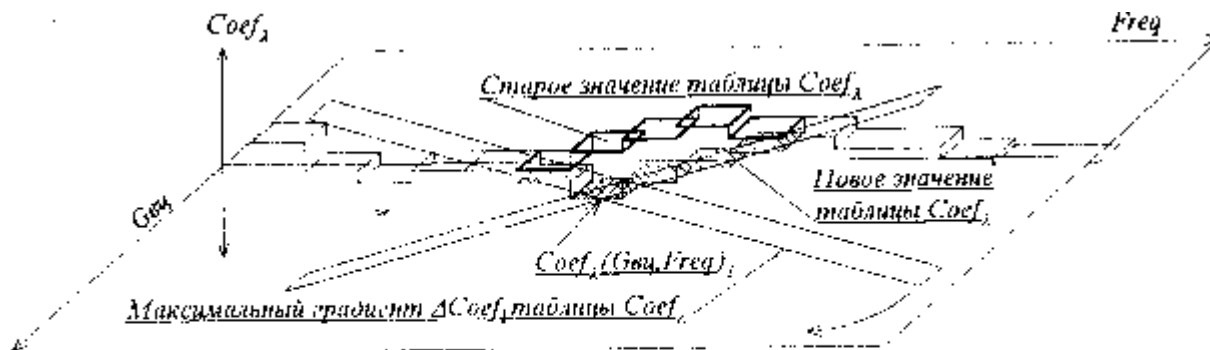


Рис. 6.4.2 Экстраполяция коэффициента коррекции подачи топлива  $Coef_{\lambda}$  на режимную область

называемым *шагом регулирования* и определяемым при проведении адаптационных работ исходя из условий достижения максимальной частоты и устойчивости автоколебаний  $\lambda$ -регулятора при изменении положения режимной точки в зоне ездового цикла. Вслед за изменением значения коэффициента  $Coef_{\lambda}$  должна быть инициализирована величина цикловой задержки  $N_{цикл}$  для последующего корректного анализа отклика сигнала  $\lambda$ -зонда на управляющее воздействие. Величина  $N_{цикл}$  может быть задана как функция циклового наполнения и различаться для разных направлений изменения состава смеси.

В другом случае, когда при изменении коэффициента  $Coef_{\lambda}$  на величину  $Kp$  изменения текущего значения сигнала  $\lambda$ -зонда  $\lambda_i$  относительно прошлого  $\lambda_{i-1}$ , достичь удалось, то есть величина шага регулирования  $Kp$  оказалась недостаточна, для достижения требуемого результата, необходимо реализовать дополнительное управляющее воздействие в том же направлении, путем изменения коэффициента  $Coef_{\lambda}$  на величину  $\Delta Kp$ . Значение величины  $\Delta Kp$ , называемой *шагом центрирования  $\lambda$ -регулятора*, выбирается из условия отсутствия перерегулирования при изменении

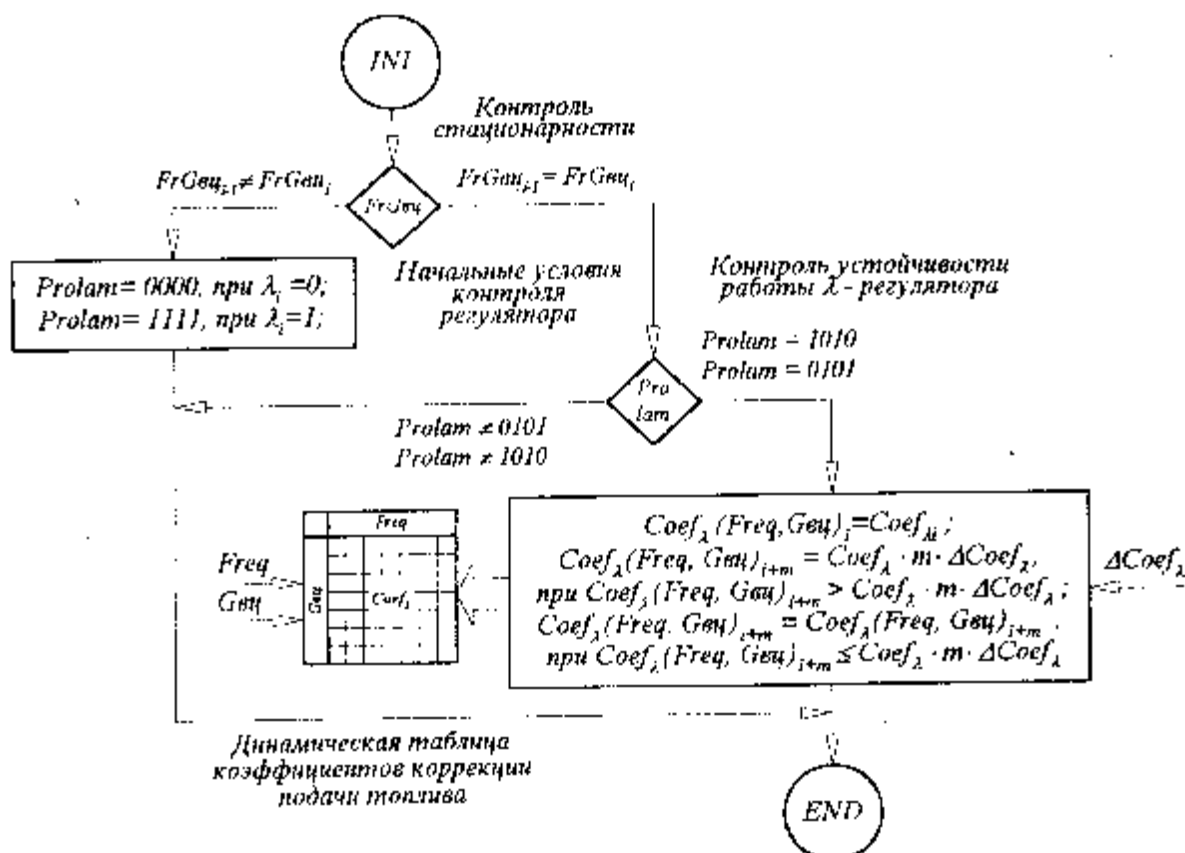


Рис. 6.4.3 Алгоритм экстраполяции коэффициента коррекции подачи топлива  $Coef_{\lambda}$



состава смеси, когда задержки анализа отклика сигнала  $\lambda$ -зонда на управляющее воздействие отсутствуют. Применение такого алгоритма управления позволяет минимизировать время выхода  $\lambda$ -регулятора в состояние устойчивых автоколебаний, что достигается за счет сокращения времени необходимого для поиска оптимальных условий его работы. Результаты работы  $\lambda$ -регулятора фиксируются путем записи текущего состояния квантованного сигнала  $\lambda$ -зонда в переменную *Prolam* осуществляемой при каждом изменении значения коэффициента  $Coef_{\lambda}$ .

Значительно улучшить качество реализации регулировок двигателя, в нестационарных условиях работы автомобильного двигателя, возможно путем использования результатов работы  $\lambda$ -регулятора, полученных в условиях стационарности. При этом представляется возможным использовать результаты работы  $\lambda$ -регулятора не только в режимных точках, для которых определены значения коэффициента  $Coef_{\lambda}$ , но и

в их окрестностях, полагая, что градиент  $\Delta Coef_{\lambda}$  изменения значения коэффициента  $Coef_{\lambda}$  ограничен в пространстве режимной области. Рассмотрим процедуру экстраполяции значений коэффициента  $\Delta Coef_{\lambda}$  на режимную область (Рис. 6.4.2). Прежде всего, нужно отметить, что условием, обуславливающим процедуру экстраполяции, является требование достижения устойчивости колебаний  $\lambda$ -регулятора при условии стационарности положения режимной точки (Рис. 6.4.3). Устойчивость автоколебаний  $\lambda$ -регулятора характеризуется периодически повторяющимися противоположными состояниями квантованного сигнала  $\lambda$ -зонда, возникающими после реализации управляющего воздействия  $\lambda$ -регулятором. Нарушение цикличности этих управляющих воздействий, вызванное необходимостью повторного изменения подачи топлива в одном направлении фиксируется в переменной *Prolam* как нарушение последовательности чередования нулей и единиц, соответствующих квантованному состоянию  $\lambda$ -зонда в моменты изменения подачи топлива. Контроль устойчивости автоколебаний  $\lambda$ -регулятора может быть осуществлен путем анализа зафиксированной последовательности в переменной *Prolam*. На практике, как правило, для регистрации устойчивости автоколебаний достаточно идентифицировать два цикла колебаний.

Выполнение условий стационарности положения режимной точки и условия устойчивых автоколебаний  $\lambda$ -регулятора позволяет зафиксировать значение коэффициента коррекции подачи топлива в динамической таблице коэффициентов коррекции подачи топлива, для данной режимной точки, считая, что это значение характеризует передаточную функцию двигателя по топливоподаче в текущих условиях работы двигателя и осуществить

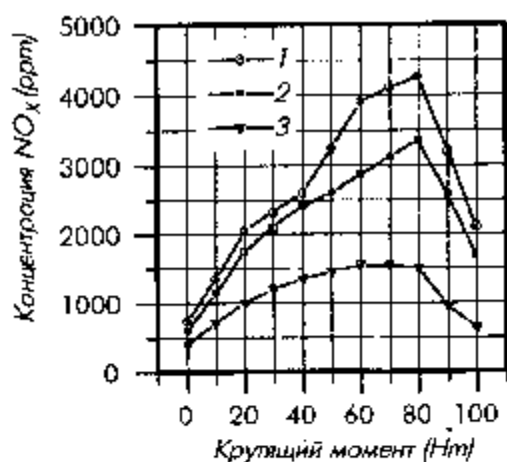


Рис. 6.5.1 Зависимость выбросов  $NO_x$  от крутящего момента двигателя ( $V_h = 2.3$  л,  $n = 1200$  мин<sup>-1</sup>). Смещение УОЗ относительно оптимального по эффективности рабочего процесса (1- оптимальные регулировки, 2- 6 град. п.к.в. 3- 18 град. п.к.в.)

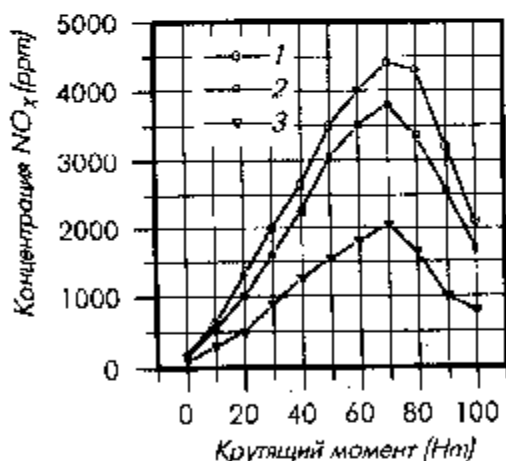


Рис. 6.5.2 Зависимость выбросов  $NO_x$  от крутящего момента двигателя ( $V_h = 2.3$  л,  $n = 2400$  мин<sup>-1</sup>). Смещение УОЗ относительно оптимального по эффективности рабочего процесса (1- оптимальные регулировки, 2- 6 град. п.к.в. 3- 18 град. п.к.в.)

экстраполяцию полученного коэффициента на окрестности текущей режимной точки:

$$Coef_{\lambda}(Freq, G_{\text{вз}})_i = Coef_{\lambda};$$

$$Coef_{\lambda}(Freq, G_{\text{вз}})_{i+m} = Coef_{\lambda} \cdot m \cdot \Delta Coef_{\lambda}, \text{ при}$$

$$Coef_{\lambda}(Freq, G_{\text{вз}})_{i+m} > Coef_{\lambda} \cdot m \cdot \Delta Coef_{\lambda};$$

$$Coef_{\lambda}(Freq, G_{\text{вз}})_{i-m} = Coef_{\lambda}(Freq, G_{\text{вз}})_{i+m}, \text{ при}$$

$$Coef_{\lambda}(Freq, G_{\text{вз}})_{i-m} \leq Coef_{\lambda} \cdot m \cdot \Delta Coef_{\lambda};$$

Выполнение процедуры экстраполяции позволяют получить приемлемую точность коэффициента коррекции подачи топлива даже в тех точках режимной области, где выполнение условий стационарности в реальных условиях эксплуатации автомобиля затруднительно.

## 6.5 Управление концентрацией окислов азота в отработавших газах.

Применение каталитического нейтрализатора для снижения токсичных выбросов с отработавшими газами требует не только поддержания определенного баланса между окислителем кислородом, окислами азота и восстанавливаемыми компонентами отработавших газов, но и ограничивает максимальную концентрацию

восстанавливаемых компонентов при условии стехиометрии. Однако в силу ряда причин, выполнить такое ограничение, используя для этого изменение регулировок состава смеси, не всегда удастся. Рост концентрации восстанавливаемых компонентов, при условии стехиометрии, наблюдается, прежде всего, в режимной области характеризуемой высоким цикловым наполнением и частотой вращения коленчатого вала, что связано с ухудшением условий сгорания топливовоздушной смеси в цилиндрах двигателя вызываемым сокращением времени рабочего цикла. Кроме этого, при больших цикловых наполнениях и высокой частоте вращения коленчатого вала двигателя наблюдается значительный рост концентрации окислов азота сопровождаемый, в ряде случаев, ростом концентрации свободного кислорода. Причины этих явлений определяются кинетикой процесса смесеобразования и сгорания, зависящей от условий протекания рабочего процесса, а рост концентрации окислов азота вызывается, в частности, повышением максимальной температуры рабочего цикла. Появление в отработавших газах продуктов неполного сгорания топлива и свободного кислорода ведет к смещению положения окна бифункциональности относительно положения линейного участка передаточной характеристики  $\lambda$ -зонда в сторону бедных смесей, что еще больше снижает коэффициент преобразования нейтрализатора по  $NO_x$  и увеличивает концентрацию окислов азота в выбросах автомобиля.

По этим причинам, в современных бензиновых двигателях, при их работе в режимной области, характеризующейся

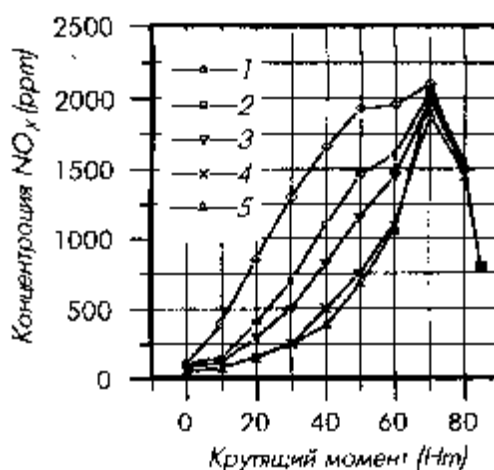


Рис. 6.5.3 Зависимость выбросов  $NO_x$  от крутящего момента двигателя ( $V_b = 1.5$  л,  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup>). Диаметр эжектора в системе рециркуляции: 1-1.5 мм, 2-2.0 мм, 3-2.5 мм, 4-3.0 мм, 5-3.5 мм.)

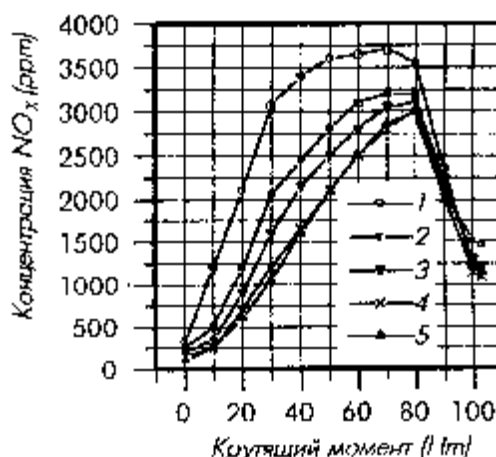


Рис. 6.5.4 Зависимость выбросов  $NO_x$  от крутящего момента двигателя ( $V_b = 1.5$  л,  $n = 3000$  мин<sup>-1</sup>). Диаметр эжектора в системе рециркуляции: 1-2.0 мм, 2-2.5 мм, 3-3.0 мм, 4-4.0 мм, 5-5.0 мм.)

большим цикловым наполнением и высокой частотой вращения коленчатого вала, не удается достичь концентрации кислорода и недоокисленных компонентов отработавших газов обеспечивающей необходимое положение окна бифункциональности относительно положения линейного участка передаточной характеристики  $\lambda$ -зонда. Это приводит к снижению коэффициента преобразования окислов азота и обуславливает необходимость применения дополнительных мер для снижения их концентрации в отработавших газах двигателя. Поскольку основным фактором, определяющим концентрацию окислов азота при постоянном составе смеси, является максимальная температура в камере сгорания в течении рабочего цикла, то снижение этой температуры тем или иным способом приводит к уменьшению их концентрации в отработавших газах. Однако во всех случаях, снижение максимальной температуры рабочего цикла сопровождается ухудшением топливной экономичности

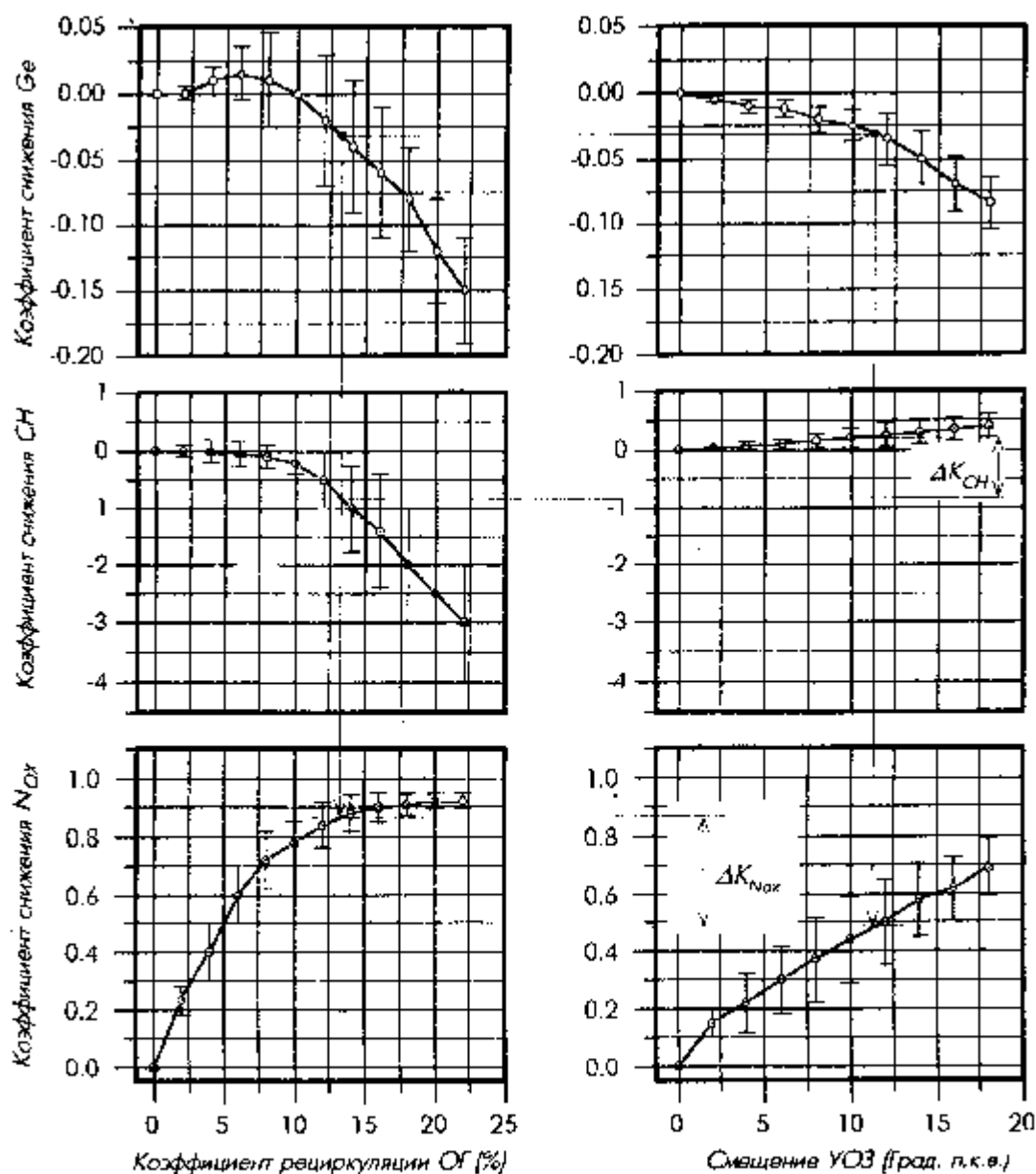


Рис. 6.5.5 Сравнение эффективности методов снижения выбросов NO<sub>x</sub>: ( $V_h = 2.3$ л)  
(Слева- при применении рециркуляцией отработавших газов, справа- при управлении УОЗ)

двигателя либо вследствие смещения от оптимального положения точки  $p_z$ , при уменьшении угла опережения зажигания, либо за счет уменьшения величины  $p_z$ , при применении рециркуляции отработавших газов. Поэтому, задача оптимизации управления рабочим процессом и в частности, снижения выбросов окислов азота, заключается в поиске такого сочетания регулировок и способов управления рабочим процессом, при котором достигается заданная токсичность выбросов автомобиля при минимальном ухудшении его экономических показателей.

В настоящее время нашли применение два способа управления, применяемые для снижения концентрации окислов азота в отработавших газах. Это управления углом опережения зажигания, направленное на снижение максимальной температуры рабочего цикла путем выбора соответствующих регулировок рабочего процесса и применение управляемой рециркуляции отработавших газов. Зависимость изменения концентрации окислов азота в отработавших газах по нагрузочной характеристике при изменении регулировок УОЗ относительно оптимальных по эффективности рабочего процесса показаны на *Рис. 6.5.1- Рис. 6.5.2*. Аналогичные характеристики, но при применении внешней рециркуляции отработавших газов показаны на *Рис. 6.5.3- Рис. 6.5.4*.

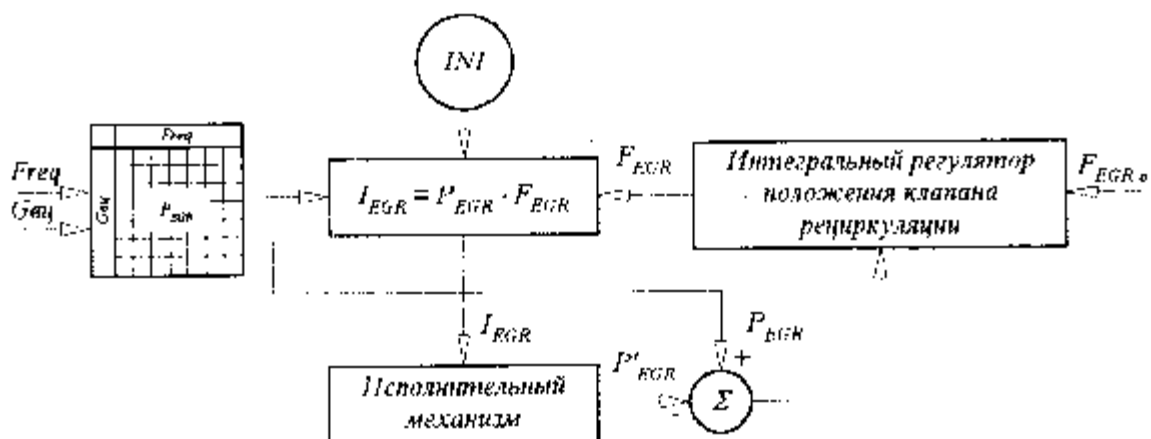
Рассмотрим преимущества и недостатки перечисленных выше способов управления концентрацией окислов азота в отработавших газах. В качестве оценки эффективности применяемого способа могут служить показатели, характеризующие степень снижения концентрации в отработавших газах окислов азота  $K_{NOx}$  и углеводородов  $K_{CH}$  сопоставленные при одинаковой величине изменения удельного расхода топлива  $\Delta g_e = const$  или степень изменения удельного расхода топлива  $K_{g_e}$  при достижении одинаковой величины снижения концентрации выбросов, определяемые как:

$$K_{NOx} = \frac{C_{NOx}^- - C_{NOx}^+}{C_{NOx}^-}; K_{CH} = \frac{C_{CH}^- - C_{CH}^+}{C_{CH}^-}; K_{g_e} = \frac{g_e^- - g_e^+}{g_e^-}, \text{ где}$$

где:  $C_{NOx}^-$ ,  $C_{CH}^-$ ,  $g_e^-$  - концентрация в отработавших газах окислов азота, углеводородов и удельный расход топлива до снижения концентрации окислов азота.

$C_{NOx}^+$ ,  $C_{CH}^+$ ,  $g_e^+$  - концентрация в отработавших газах окислов азота, углеводородов и удельный расход топлива после снижения концентрации окислов азота.

Воздействие на рабочий процесс, с целью снижения выбросов  $NOx$ , приводит не только к снижению концентрации в отработавших газах окислов азота сопровождающемуся изменением эффективных показателей двигателя, но и вызывает побочные эффекты, в частности существенное изменение концентрации углеводородов. Введение управляемой рециркуляции, путем подачи отработавших газов во впускную систему двигателя, приводит к разбавлению отработавшими газами смеси поступившей в цилиндры двигателя и снижению максимальной температуры цикла за счет затрат тепла, выделяющегося при сгорании топлива, на нагрев дополнительной инертной массы отработавших газов. Однако, увеличение количества рециркулирующих газов неблагоприятно сказывается на процессе сгорания, увеличивая концентрацию углеводородов в отработавших газах. Такая зависимость изменения концентрации углеводородов носит общий характер, хотя при малых значениях циклового наполнения и



*Рис. 6.5.6 Алгоритм управления клапаном рециркуляции отработавших газов.*

коэффициента рециркуляции,  $K_{egr} < 10\%$ , можно наблюдать обратный эффект, связанный с улучшением смесеобразования за счет повышения температуры на впуске, вызванного подачей неохлажденных отработавших газов. Это сопровождается и улучшением эффективных показателей рабочего процесса, наблюдаемым в тех же условиях. Тем не

менее, увеличение коэффициента рециркуляции отработавших газов более 10% приводит к резкому увеличению концентрации углеводородов и росту удельных расходов топлива.

Другим способом уменьшения концентрации окислов азота в отработавших газах является изменение регулировок угла опережения зажигания в сторону запаздывания относительно оптимальных с точки зрения эффективных показателей двигателя. Более поздние углы опережения зажигания приводят к смещению точки  $p_z$  относительно оптимального положения, снижая, тем самым, максимальные давление и температуру цикла, что приводит уменьшению количества образующихся окислов азота. Запаздывание воспламенения смеси сдвигает процесс сгорания на такт расширения, что увеличивает температуру продуктов сгорания на выпуске и, как следствие, способствует более полному догоранию углеводородов.

Обобщенные зависимости, характеризующие связь между коэффициентом рециркуляции отработавших газов, смещением угла опережения зажигания и показателями рабочего процесса, полученные для всей совокупности режимных точек и диапазон их изменения показаны на *Рис. 6.5.5*. Следует заметить, что эти зависимости корректны при анализе характеристик конкретного двигателя и в значительной мере определяются конструкцией и требуют уточнения в каждом практическом случае. Анализ приведенных зависимостей позволяет говорить о предпочтительности применения управляемой рециркуляцией отработавших газов для снижения концентрации окислов азота в отработавших газах и требует разработки алгоритмов управления ей. Приведенные на *Рис. 6.5.3 - Рис. 6.5.4* зависимости концентрации окислов азота от диаметра жиклера, установленного в системе рециркуляции, полученные при снятии нагрузочных характеристик двигателя, показывают, что для получения удовлетворительных результатов необходимо обеспечить управление сечением клапана рециркуляции в зависимости от величины циклового наполнения двигателя и частоты вращения коленчатого вала. Алгоритм управления клапаном рециркуляции показан на *Рис. 6.5.6* и предусматривает управление сечением клапана в соответствии с регулировками, описанными в таблице  $P_{EGR}(Freq, G_{vu})$  получаемыми в процессе адаптации системы управления. Необходимое применения интегрального регулятора сечения клапана рециркуляции вызвана требованиями обеспечения точности управления сечением клапана, работающего при высокой температуре циркулирующих газов.

- 
- Генерация  $\lambda$ -зондом выходного сигнала высокого уровня связана с процесса окисления недоокисленных компонентов отработавших газов, в частности  $CO$ ,  $CH$ ,  $H_2$  на поверхности чувствительного элемента датчика находящимся в чувствительном элементе кислородом  $O_2$
  - Достижение минимальных концентраций как окисляемых так и восстанавливаемых компонентов на выходе из нейтрализатора свидетельствует о максимальном приближении состава смеси поступившей в цилиндры двигателя (с учетом дополнительного воздуха попадающего в выпускную систему до нейтрализатора) к стехиометрическому.
  - Время отклика выходного сигнала  $\lambda$ -зонда на изменение подачи топлива определяется частотой вращения коленчатого вала двигателя и величиной циклового наполнения.
  - Задача оптимизации управления рабочим процессом и в частности, снижение выбросов окислов азота, заключается в поиске такого сочетания регулировок и способов управления рабочим процессом, при котором достигается заданная токсичность выбросов автомобиля при минимальном ухудшении его экономических показателей.
  - Для получения удовлетворительных результатов, при применении внешней



рециркуляции отработавших газов, необходимо обеспечить управление сечением клапана рециркуляции в зависимости от величины циклового наполнения и частоты вращения коленчатого вала двигателя.

### УПРАВЛЕНИЕ ЦИКЛОВЫМ НАПОЛНЕНИЕМ

#### 7.1. Необходимость управления цикловым наполнением

Непрерывное изменение условий работы автомобильного двигателя, смена режимов его работы при жестких требованиях к токсичности отработавших газов требуют не только точной реализации регулировок рабочего процесса двигателя, но и эффективного управления положением режимной точки, осуществляя это управление, как в зависимости, так и независимо от воздействия водителя на педаль акселератора. В современных системах управления рабочим процессом бензинового двигателя, имеющих кинематическую связь между положением педали акселератора и дроссельной заслонкой, нашли применение два вида управления цикловым наполнением, различающиеся задачами, решаемыми в процессе управления. Это управление цикловым наполнением в области малых цикловых наполнений, применяемое для регулирования частоты вращения коленчатого вала двигателя на режиме ОМЧВ, собственно управление величиной циклового наполнения на режиме ЧН и регулирование в области максимальных цикловых наполнений, с задачей формирования требуемой внешней скоростной характеристики двигателя.

Перечислим причины, требующие реализации управления цикловым наполнением в области малых цикловых наполнений. Необходимость осуществлять управление цикловым наполнением на режиме ОМЧВ, связана с требованием поддержания двигателя в состоянии готовности к выработке эффективной мощности. Рост внутренних механических потерь в двигателе и нестабильность протекания рабочих циклов при снижении температуры охлаждающей жидкости, наличие дополнительных потребителей энергии, таких как электровентилятор, кондиционер, насос гидроусилителя руля и других, приводят к значительным колебаниям частоты вращения коленчатого вала и требуют для их компенсации изменения индикаторной мощности в значительных пределах. Для успешного пуска двигателя при низких температурах, необходимо обеспечить максимальное цикловое наполнение, тогда как последующий переход двигателя на режим ОМЧВ требует его существенного уменьшения. Реализация управления цикловым наполнением позволяет осуществить запуск и прогрев двигателя без вмешательства со стороны водителя. И, наконец, третьей причиной, требующей реализации управления цикловым наполнением, является необходимость отключения подачи топлива или ограничения минимальной величины циклового наполнения по условию сгорания на режиме ЧН, при отсутствии управляющего воздействия на педаль акселератора.

Решение этих задач, возможно путем управления величиной циклового наполнения двигателя, осуществляемого с помощью электрически управляемого исполнительного устройства называемого *регулятором дополнительного воздуха* (РДВ) и устанавливаемого параллельно дроссельной заслонке.

#### 7.2 Исполнительные устройства для управления цикловым наполнением.

В современных системах управления рабочим процессом бензинового двигателя нашли применение два типа исполнительных механизмов, осуществляющих управление цикловым наполнением и называемых регуляторами дополнительного воздуха. Это регулятор дополнительного воздуха с исполнительным устройством в виде возвратно-поступательно движущегося профилированного золотника или с исполнительным устройством в виде вращающегося золотника. В качестве привода этих исполнительных устройств используются шаговый или моментный электродвигатели. Рассмотрим более подробно особенности характеристик регуляторов дополнительного воздуха обусловленные типом применяемого привода.

Передаточные характеристики регулятора дополнительного воздуха, использующего в качестве привода шаговый электродвигатель, показаны на *Рис. 7.2.1*. В качестве оси абсцисс на графике приведена величина равная количеству шагов (дискрет)

поворота вала шагового двигателя относительно положения соответствующего закрытому положению золотника исполнительного устройства. Анализ приведенной характеристики показывает, что благодаря профилированному золотнику зависимость изменения расхода воздуха от угла поворота шагового электродвигателя, в рабочем диапазоне весьма близка к линейной. При этом закрытому положению золотника соответствует довольно значительный расход воздуха связанный с наличием его утечек через дроссельный узел. Причем, величина этих утечек весьма нестабильна и не может быть определена заранее, на стадии калибровки системы управления.

Важной особенностью шагового электродвигателя является то, что текущее положение его ротора определяется не только количеством циклически повторяющихся изменений состояния управляющих сигналов но и *начальным положением* ротора шагового двигателя. То есть, изменение состояния управляющих сигналов вызывает изменение положения ротора шагового электродвигателя *относительно его текущего положения*. Это свойство, присущее шаговому электродвигателю, требует выполнения процедуры установки ротора шагового электродвигателя в начальное положение, что может быть, выполнено, например, непосредственно перед отключением системы управления. Эта процедура заключается в закрытии до механического упора последующего открытия золотника исполнительного устройства на определенную величину, принятую за его начальное положение  $\Delta K_{р\delta}^0$ .

Таким образом, передаточная характеристика регулятора дополнительного воздуха с шаговым электродвигателем может быть представлена в виде:

$$G_{\delta} = K_{р\delta} \cdot (S_{р\delta} + \Delta K_{р\delta} + \Delta K_{р\delta}^0 + \Delta K_{р\delta}^{идп});$$

Где:  $S_{р\delta}$  - количество изменений состояния управляющих сигналов;

$K_{р\delta}$  - коэффициент, характеризующий крутизну передаточной характеристики регулятора дополнительного воздуха;

$\Delta K_{р\delta}$  - коэффициент, характеризующий смещение передаточной характеристики регулятора дополнительного воздуха;

$\Delta K_{р\delta}^0$  - коэффициент, характеризующий начальное положение ротора шагового электродвигателя.

$\Delta K_{р\delta}^{идп}$  - поправки передаточного коэффициента, полученная при адаптации

Другим видом регулятора дополнительного воздуха является регулятор, использующий в качестве привода моментный электродвигатель. Его передаточная характеристика приведена на Рис. 7.2.2. В моментном электродвигателе, положение ротора и механически связанного с ним золотника, определяется величиной и направлением тока через обмотку электродвигателя. Поэтому, нулевое значение на оси абсцисс соответствует максимальному значению тока в обратном (вызывающем закрытие) направлении, значение 255 соответствует максимальному току через обмотку в

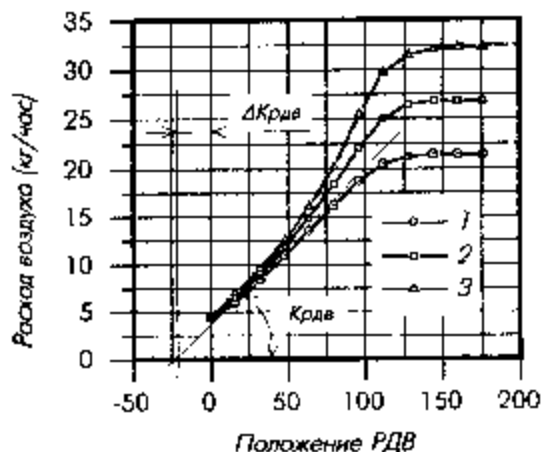


Рис. 7.2.1 Характеристика регулятора дополнительного воздуха с шаговым двигателем. (1-  $n=1000$  мин<sup>-1</sup>, 2-  $n=2000$  мин<sup>-1</sup>, 3-  $n=3000$  мин<sup>-1</sup>)

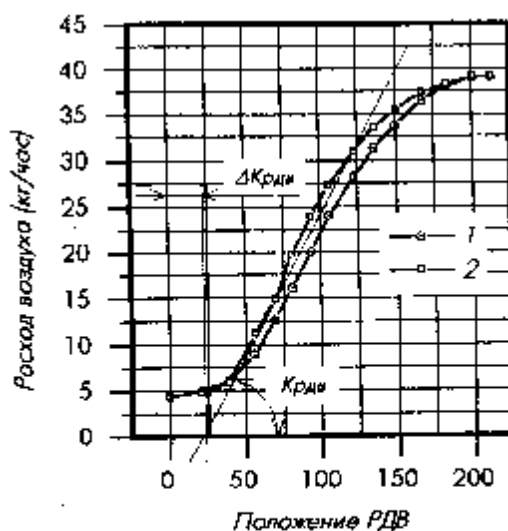


Рис. 7.2.2 Характеристика регулятора дополнительного воздуха с моментным двигателем. (1- открытие РДВ, 2- закрытие РДВ)

прямом направлении. В отличие от шагового электродвигателя, положение ротора моментного электродвигателя пропорционально величине и направлению тока через его обмотку, то есть положение золотника исполнительного устройства однозначно определяется величиной и направлением управляющего тока:

$$G_v = K_{р\delta v} \cdot (I_{р\delta v} + \Delta K_{р\delta v} + \Delta K_{р\delta v}^{adm})$$

где:  $I_{р\delta v}$  - величина тока управления;

$K_{р\delta v}$  - коэффициент характеризующий крутизну передаточной характеристики регулятора дополнительного воздуха;

$\Delta K_{р\delta v}$  - коэффициент характеризующий смещение передаточной характеристики регулятора дополнительного воздуха;

$\Delta K_{р\delta v}^{adm}$  - поправка передаточного коэффициента, полученная при адаптации

Следует отметить наличие существенной нелинейности передаточной характеристики, обусловленной конструкцией исполнительных устройств. Для РДВ с шаговым электродвигателем характерна нелинейность, обусловленная наличием люфта в механизме, связывающем золотник и ротор электродвигателя. У РДВ с моментным электродвигателем нелинейность, вызванная трением в золотниковом механизме, проявляется в виде гистерезиса, связанного с направлением движения золотника исполнительного устройства. Наличие гистерезиса, величина которого не определена, приводит к появлению существенных ошибок управления, что должно быть учтено в алгоритме управления цикловым наполнением.

### 7.3 Управление цикловым наполнением на режиме ОМЧВ.

Рассмотрение задач, решаемых системой управления рабочим процессом двигателя на режиме ОМЧВ, начнем с анализа факторов позволяющих определить минимальную частоту вращения коленчатого вала двигателя. Исходя из того, что задачей, решаемой системой управления на режиме ОМЧВ, является поддержание двигателя в состоянии готовности выработки эффективной мощности, необходимо прежде всего, обеспечить поддержание требуемой частоты вращения коленчатого вала, при достаточном запасе устойчивости работы двигателя. Под устойчивостью работы двигателя будем понимать способность двигателя сохранять установившуюся эффективную мощность или заданную частоту вращения коленчатого вала двигателя при отсутствии изменения нагрузки или управляющих воздействий со стороны водителя. При этом в качестве возмущающих воздействий выступают межцикловая нестабильность индикаторной мощности, изменение внутренних потерь в двигателе и изменение внешней нагрузки создаваемой агрегатами двигателя и автомобиля. Если требуемый запас устойчивости работы двигателя обеспечить не удастся, например, в случае подключения на режиме ОМЧВ мощных потребителей, таких как компрессор кондиционера, то необходимо связать управление такими потребителями с управлением

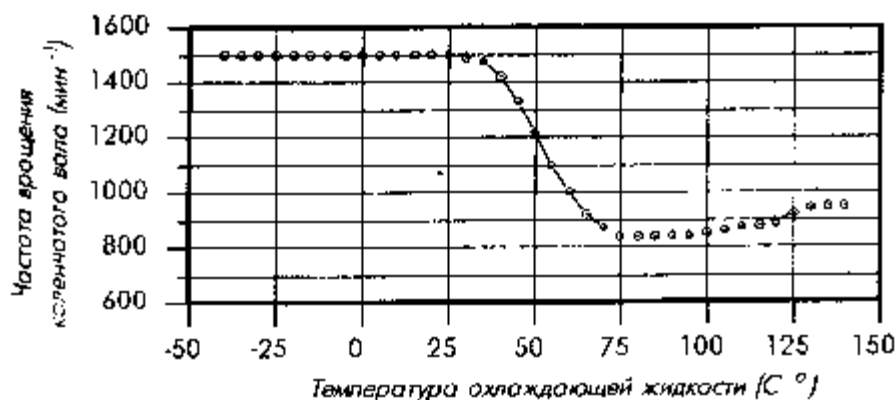


Рис. 7.3.1 Зависимость уставки частоты вращения коленчатого вала двигателя от температуры охлаждающей жидкости.

параметрами рабочего процесса. В свою очередь, величина индикаторной мощности развиваемой двигателем ограничивается величиной циклового наполнения и определяется регулировками рабочего процесса двигателя. Поэтому, в качестве управляемого параметра, определяющего текущую индикаторную мощ-

ность, могут выступать как регулировки рабочего процесса двигателя, так и величина

циклового наполнения.

Выбор тех или иных параметров управления рабочим процессом, используемых для управления частотой вращения коленчатого вала двигателя, зависит как от степени влияния конкретного параметра на индикаторную мощность (с учетом ограничений на его изменение), так и от динамических характеристик отклика индикаторной мощности на изменение управляющего параметра. На практике в качестве параметров рабочего процесса, используемых для управления индикаторной мощностью на режиме ОМЧВ, нашли применение два параметра: цикловое наполнение и угол опережения зажигания. В данном разделе рассмотрим особенности управления цикловым наполнением.



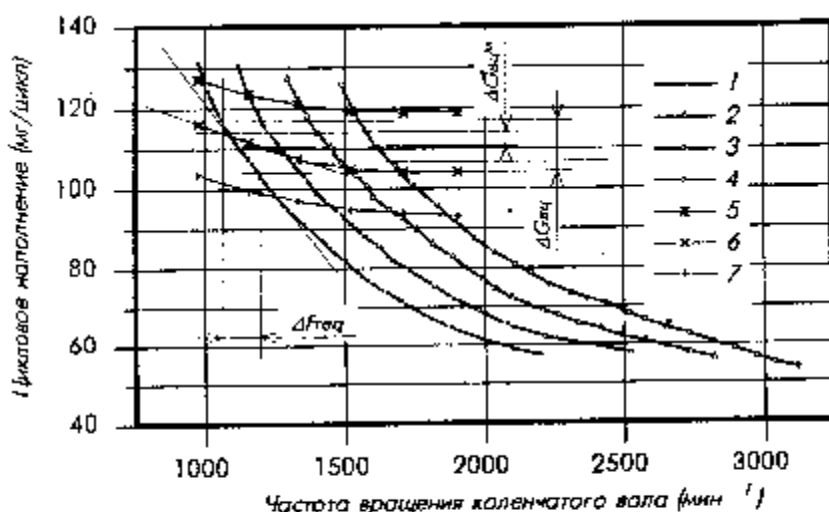
Рис. 7.3.2 Изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя, работающего на режиме ОМЧВ, при подключении нагрузки мощностью около 1,1 кВт.

Определение частоты вращения коленчатого вала двигателя на режиме ОМЧВ является функцией диспетчера режимов и требует учета ряда факторов. Для определенности, рассмотрим пример реализации управления четырех цилиндровым шестнадцатиклапанным двигателем с рабочим объемом  $V_h=2,3$  л. Исходя из условий *устойчивости работы двигателя*, минимально достижимая *устойчивая частота вращения коленчатого вала* прогретого двигателя при работе с оптимальными регулировками рабочего процесса ( $a=0,7$ ), составляет около  $450 \text{ мин}^{-1}$ . Ниже этой частоты вращения коленчатого вала, запаса кинетической энергии накопленной движущимися деталями двигателя недостаточно для сохранения *устойчивости работы двигателя* при флуктуациях индикаторной мощности в последовательных рабочих циклах. Выполнение ограничений на токсичность отработавших газов на холостом ходу вызывает необходимость обеднения топливовоздушной смеси и повышения частоты вращения коленчатого вала до  $600\text{--}650 \text{ мин}^{-1}$ , для сохранения *устойчивости работы двигателя*. В этих условиях колебания частоты вращения коленчатого вала, вызванные дисперсией индикаторной мощности последовательных рабочих циклах, составляют  $\pm 25\text{--}35 \text{ мин}^{-1}$ , что можно считать допустимым. С падением температуры охлаждающей жидкости, дисперсия индикаторной мощности в последовательных циклах растет, что сказывается на *устойчивости работы двигателя* и требует изменения регулировок рабочего процесса и повышения частоты вращения коленчатого вала двигателя для ее уменьшения.

Среди факторов, не связанных с *устойчивостью работы двигателя* но накладывающих ограничение на минимальную частоту вращения коленчатого вала двигателя на режиме ОМЧВ, следует отметить требование поддержания минимально допустимого давления масла в системе смазки двигателя, требование минимально допустимых вибраций силового агрегата автомобиля и так далее. В общем виде, наличие тех или иных факторов, ограничивающих минимальную частоту вращения коленчатого вала двигателя на режиме ОМЧВ, зависит от конструкции двигателя и автомобиля и требует учета в каждом конкретном случае. Как правило, ограничения на минимальную частоту вращения коленчатого вала на режиме ОМЧВ для прогретого двигателя, несвязанные с условиями *устойчивости работы двигателя* и определяемые дисперсией индикаторной мощности, являются более жесткими, а, следовательно, определяющими.



Для примера, на *Рис. 7.3.1* показана зависимость уставки частоты вращения коленчатого вала двигателя от температуры охлаждающей жидкости, при которой обеспечивается необходимый запас устойчивости работы двигателя с учетом перечисленных выше ограничений.



*Рис. 7.3.3 Зависимость циклового наполнения двигателя от частоты вращения коленчатого вала двигателя при фиксированном положении РДВ (кривые 1-4) и при работе двигателя на холостом ходу с различной величиной нагрузки (кривые 5-7), (1- РДВ =61, 2- РДВ =87, 3- РДВ =100, 4- РДВ =73)*

Рассмотрим поведение частоты вращения коленчатого вала двигателя, работающего на режиме ОМЧВ, при подключении к электрогенератору нагрузки мощностью 1,1 кВт (*Рис. 7.3.2*). Подключение нагрузки приводит к снижению частоты вращения коленчатого вала двигателя на 140 мин<sup>-1</sup> и ее стабилизации на более низком уровне. Это объясняется тем, что при снижении частоты вращения коленчатого вала с одной стороны, снижается мощность собственных механических потерь в двигателе, а с другой стороны, растет индикаторная мощность вследствие увеличения наполнения и связанного с этим ростом КПД рабочего процесса. Зависимость величины циклового наполнения двигателя от частоты вращения коленчатого вала при закрытой дроссельной заслонке и постоянном проходном сечении регулятора дополнительного воздуха и характер изменения циклового наполнения двигателя при его работе на холостом ходу показаны на *Рис. 7.3.3*.

Можно видеть, что в поршневом двигателе с впрыском бензина, работающем при постоянном сечении регулятора дополнительного воздуха, цикловое наполнение  $G_{вц}$  растет обратно пропорционально частоте вращения коленчатого вала ( $G_{вц} \approx const$ ), а рост циклового наполнения, требуемого для компенсации потерь в двигателе при изменении частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу  $\Delta G_{вц}^{xx}$ , значительно меньше. Отношение разности изменения циклового наполнения  $\Delta G_{вц}$  при постоянном сечении РДВ, вызванного изменением частоты вращения коленчатого вала и изменения циклового наполнения, соответствующего балансу индикаторной мощности и мощности потерь на холостом ходу  $\Delta G_{вц}^{xx}$ , к изменению циклового наполнения  $\Delta G_{вц}$  вызванное изменением частоты вращения коленчатого вала (крутизна передаточной характеристики

двигателя по цикловому наполнению)  $k_{G_{вц}} = \frac{\Delta G_{вц} - \Delta G_{вц}^{xx}}{\Delta G_{вц}}$  достигает 0,7. Приведенный пример говорит о том, что поршневой бензиновый двигатель охвачен вид внутренней отрицательной обратной связью по цикловому наполнению, обеспечивающей устойчивость частоты вращения коленчатого вала двигателя. В приведенных примерах фактор устойчивости поршневого бензинового двигателя  $F\partial$  [11], равный отношению изменения мощности нагрузки к изменению частоты вращения коленчатого

вала  $F\partial = -\frac{\Delta N_e}{\Delta n}$ , составляет -0,0079 кВт/мин<sup>-1</sup>.

Наличие потребителей индикаторной мощности, информация о поведении которых в системе управления отсутствует, например электроклапана системы охлаждения двигателя при управлении от автономного датчика температуры, требует, для обеспечения устойчивости работы двигателя наличия некоторого запаса индикаторной мощности, позволяющего компенсировать возможное увеличение нагрузки.

В ряде случаев мощность потребителей, подключаемых к двигателю на режиме ОМЧВ, может достигать нескольких киловатт. Это вызывает необходимость увеличить запас индикаторной мощности двигателя путем увеличения частоты вращения коленчатого вала на режиме ОМЧВ относительно частоты вращения коленчатого вала, необходимой для сохранения устойчивости, на 200-250 мин<sup>-1</sup>. Таким образом, минимальная частота вращения коленчатого вала прогретого двигателя на режиме ОМЧВ, определенная исходя из условия обеспечения устойчивости работы двигателя, составляет, в зависимости от характеристик потребителей индикаторной мощности, 800-900 мин<sup>-1</sup>. С другой стороны для современного четырехцилиндрового двигателя с впрыском бензина, минимальное значение частоты вращения коленчатого вала на режиме ОМЧВ, выбираемое из соображений не связанных с проблемами устойчивости, составляет 800-1000 мин<sup>-1</sup>. И хотя это значение близко к значению минимальной частоты вращения коленчатого вала, полученному исходя из требования устойчивости, уменьшение частоты вращения коленчатого вала двигателя, вызванное подключением нагрузки, в большинстве случаев нежелательно, что требует принятия мер для ограничения ее изменения.

Способы решение задачи стабилизации частоты вращения коленчатого вала на режиме ОМЧВ зависят от того, есть ли в системе управления информация о текущей нагрузке двигателя или нет. Наиболее простым является случай, при котором система управления рабочим процессом сама осуществляет управление подключением к двигателю внешней нагрузки, используя для этих целей имеющуюся прямую информацию, например температуру охлаждающей жидкости для электроклапана системы охлаждения двигателя или запрос на включение кондиционера, для компрессора кондиционера. То есть, управление частотой вращения коленчатого вала осуществляется по возмущению. В этом случае, в процессе управления используются априорные характеристики нагрузки определенные в системе управления на стадии адаптации. Указанные характеристики включают величину изменения расхода воздуха  $\Delta G_v = f(N_{нагр})$ , необходимую для компенсации мощности нагрузки и величину задержки между изменением управляющего воздействия на РДВ и включением нагрузки  $\Delta t = f(N_{нагр})$ . Введение такой задержки позволяет учесть динамические характеристики отклика индикаторной мощности двигателя на изменение управляющего воздействия на РДВ и динамические характеристики нагрузки. Требуемая величина изменения расхода воздуха  $\Delta G_v = f(N_{нагр})$  может быть получена путем анализа зависимости эффективной мощности двигателя от расхода воздуха при постоянной частоте вращения коленчатого вала (Рис. 7.3.4):

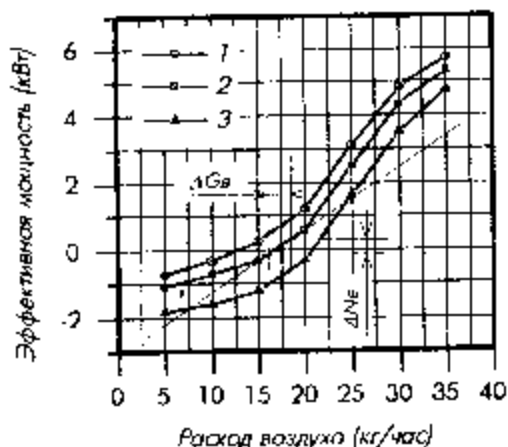


Рис. 7.3.4. Зависимость эффективной мощности двигателя от расхода воздуха при постоянной частоте вращения коленчатого вала. ( $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ , 1- УОЗ = 25 град. п.к.в., 2- УОЗ = 15 град. п.к.в., 3- УОЗ = 5 град. п.к.в.,)

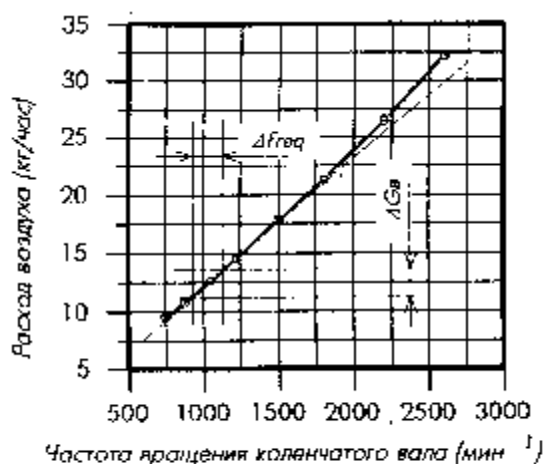


Рис. 7.3.5 Характеристика холостого хода (Ун 2.3л, УОЗ = 15 град. п.к.в.,  $\alpha = 1.0$ )

$$\Delta G_v = \frac{1}{k_1} \cdot N_{нагр.}$$

где:  $k_1 = \frac{\Delta N_e}{\Delta G_v}$  - передаточный коэффициент двигателя по расходу воздуха на режиме ОМЧВ.

К сожалению, информация о текущей величине нагрузки подключенной к двигателю в системе управления есть не всегда. Примером такой ситуации является наличие в комплектации автомобиля насоса гидроусилителя рулевого управления. Затрачиваемая на его привод мощность, при попытке повернуть руль на стоящем автомобиле, может достигать нескольких кВт. Для таких случаев, зависимость изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя от величины подключенной нагрузки, при работе двигателя на режиме ОМЧВ, можно получить путем совместного анализа характеристики холостого хода (Рис. 7.3.5) и зависимости эффективной мощности двигателя от расхода воздуха при постоянной частоте вращения коленчатого вала (Рис. 7.3.4):

$$\Delta Freq = \frac{1}{k_2 \cdot k_1} \cdot \Delta N_e,$$

где:  $k_2 = \frac{\Delta G_v}{\Delta Freq}$  - коэффициент, характеризующий чувствительность частоты вращения коленчатого вала двигателя к изменению расхода воздуха при работе двигателя на холостом ходу.

Как было показано выше, отклонение частоты вращения коленчатого вала, при подключении реальных нагрузок, может достигать значительной величины, что в ряде случаев нежелательно. Поэтому, для ограничения статизма, в контур управления частотой вращения коленчатого вала должна быть введена отрицательная обратная связь по частоте вращения коленчатого вала (Рис.7.3.6). Вид и характер этой обратной связи определяются как требованиями уменьшения статизма управления частотой вращения коленчатого вала, так и задачами повышения точности управления цикловым наполнением вообще.

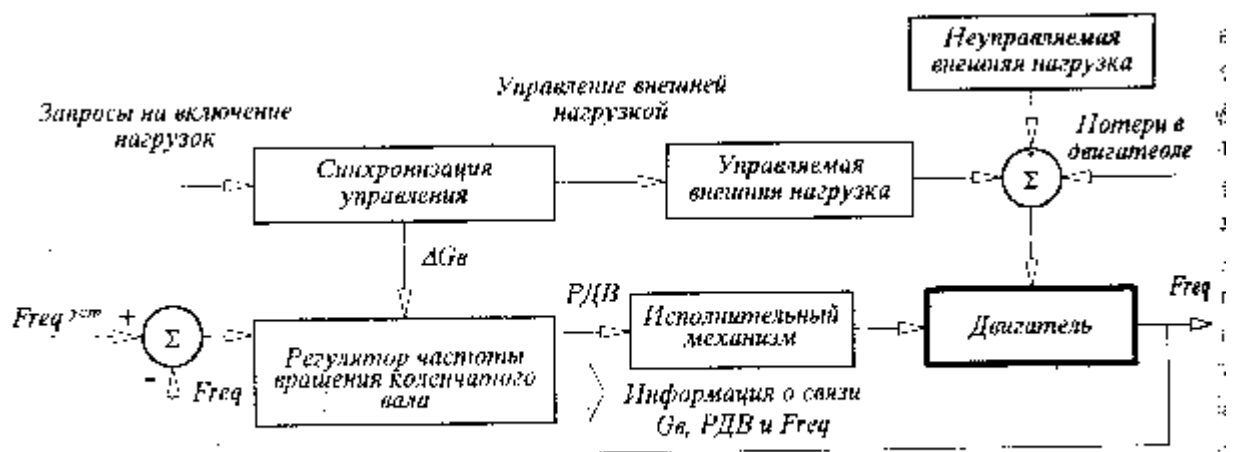


Рис. 7.3.6 Функциональная схема управления частотой вращения коленчатого вала двигателя

Наиболее эффективным способом управления частотой вращения коленчатого вала, с точки зрения диапазона воздействия и выполнения требования на токсичность выбросов, является увеличение крутизны передаточной характеристики двигателя по

$$k_{1,эф} = \frac{\Delta G_{вц} - \Delta G_{вц}^{ух}}{\Delta G_{вц}}$$

цикловому наполнению, путем введения в систему управления отрицательной обратной связи, осуществляющей изменение циклового наполнения в зависимости от отклонения частоты вращения коленчатого вала двигателя от уставки. То

есть, введение в систему управления пропорционального (П) регулятора частоты вращения коленчатого вала вида:

$$\Delta G_{\text{в}}^* = K_{\text{Гв}}^* \cdot \Delta F_{\text{req}}',$$

Где:  $\Delta G_{\text{в}}^*$  - изменение расхода воздуха через РДВ;

$K_{\text{Гв}}^*$  - коэффициент передачи П- регулятора;

$\Delta F_{\text{req}}'$  - оценка отклонения текущей частоты вращения коленчатого вала от установленной.

Или нелинейного пропорционального регулятора вида:

$$\Delta G_{\text{в}}^* = K_{\text{Гв}}^* \cdot \Delta F_{\text{req}}', \text{ при } \Delta F_{\text{req}}' > 0 \text{ и}$$

$$\Delta G_{\text{в}}^* = 0, \text{ при } \Delta F_{\text{req}}' < 0$$

В этом случае, статическая зависимость изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя от величины подключенной нагрузки при работе двигателя на режиме ОМЧВ можно определить как:

$$\Delta F_{\text{req}} = \frac{1}{k_2 \cdot k_1} \cdot \Delta N_e \cdot \frac{1}{K_{\text{Гв}}^*},$$

Следует подчеркнуть, что к величине выступающей в качестве оценки частоты вращения коленчатого вала, используемой при управлении, предъявляется ряд противоречивых требований. С одной стороны, использование в качестве оценки величине угловой скорости коленчатого вала полученной на интервале рабочего такта и характеризующей, в значительной степени, баланс мощности в отношении одного рабочего цикла не дает положительных результатов. Это связано со значительной дисперсией частоты вращения коленчатого вала вызванной флуктуациями индикаторной мощности в последовательных рабочих циклах, которая, фильтруясь механическим фильтром из движущихся деталей двигателя, вызывает колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя. В этом случае, попытка компенсировать случайное цикловое уменьшение индикаторной мощности в одном цилиндре приведет к изменению мощности в других цилиндрах, хотя в этом нет необходимости. Следовательно, в качестве оценки частоты вращения коленчатого вала двигателя должна выступать величина, характеризующая среднюю частоту вращения коленчатого вала в ряде последовательных циклов, то есть фильтрованная частота вращения коленчатого вала. В качестве фильтра, для получения оценки частоты вращения коленчатого вала, может применяться фильтр типа «скользящее среднее» с длиной кратной тактности работы двигателя или апериодический фильтр. Выбор того или иного типа фильтра, будет определяться существующей дисперсией индикаторной мощности присущей данному двигателю. При выборе характеристик фильтра следует учитывать, что его применение

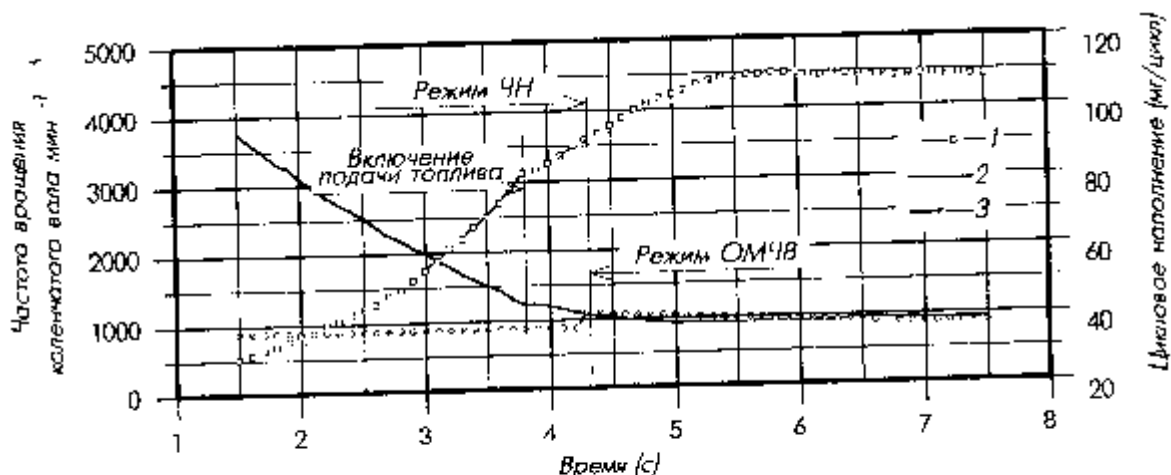


Рис. 7.3.7 Процесс изменения параметров двигателя при снижении частоты вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу (1- цикловое наполнение  $G_{\text{ц}}$ , 2- частота вращения коленчатого вала двигателя  $F_{\text{req}}$ , уставка частоты вращения коленчатого вала  $F_{\text{req}}^{\text{уст}}$ )

приводит к возникновению дополнительных фазовых задержек в контуре управления, что в свою очередь, ограничивает предельную крутизну передаточной характеристики двигателя по цикловому наполнению  $k_{G_{\text{ци}}}$  условиями устойчивости частоты вращения коленчатого вала.

С задачей управления частотой вращения коленчатого вала на режиме ОМЧВ тесно связаны вопросы выбора начального сечения РДВ при входе в режим ОМЧВ, обеспечивающего цикловое наполнение, соответствующее балансу индикаторной мощности, мощности потерь и нагрузки на требуемой частоте вращения коленчатого вала при входе в режим ОМЧВ из режимов ПУСК и ЧН. Рассмотрим запись процесса изменения параметров двигателя при снижении частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу, вызванном закрытием дроссельной заслонки (Рис. 7.3.7). Запись произведена при постоянном сечении РДВ соответствующем состоянию баланса мощностей при частоте вращения коленчатого вала  $n=900 \text{ мин}^{-1}$ . Как можно видеть, фиксированное сечение РДВ обеспечивает удовлетворительный, со всех точек зрения, характер протекания переходного процесса при входе в режим ОМЧВ по частоте вращения коленчатого вала двигателя. Можно показать, что аналогичная картина наблюдается и при входе в режим ОМЧВ по цикловому наполнению. Таким образом, задача обеспечения требуемого циклового наполнения при переходе в режим ОМЧВ сводится к задаче *определения и реализации в процессе перехода сечения РДВ, обеспечивающего расход воздуха, соответствующий текущему уровню потерь в двигателе и мощности включенных нагрузок на требуемой частоте вращения коленчатого вала.*

Однако существует ряд трудностей при решении этой задачи. Во первых, при пуске двигателя нет достоверной информации о мощности механических потерь, нагрузках и связи сигнала управляющего РДВ с текущим расходом воздуха. Поэтому, после пуска двигателя, пока статистическая информация о параметрах рабочего процесса и условиях работы двигателя отсутствует, в качестве начальных условий для управления цикловым наполнением, приходится применять регулировки рабочего процесса, обеспечивающие расход воздуха, гарантирующий работу двигателя с частотой вращения коленчатого вала не ниже минимальной и обеспечивающей приемлемый уровень дисперсии по устойчивости частоты вращения коленчатого вала. Калибровочные значения, применяемые в качестве описания передаточной функции РДВ, должны выбираться исходя из этих условий. Использование информации об условиях работы, полученной при предыдущем запуске двигателя, не дает положительных результатов, поскольку за время стоянки и условия и даже передаточные характеристики устройств могут существенно измениться. Поэтому, регулировки рабочего процесса двигателя, связанные с управлением цикловым наполнением и передаточные характеристики исполнительных устройств, должны быть описаны в абсолютных координатах, полученных в результате статистического анализа работы системы управления рабочим процессом на стадии адаптации. Однако частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая этим регулировкам, будет отличаться от требуемой частоты вращения коленчатого вала. Поэтому, в контур управления частотой вращения коленчатого вала двигателем должна быть введена обратная связь, включающая интегрирующее звено с коэффициентом передачи  $K'_{G_{\text{б}}}$ , компенсирующее статическую ошибку управления и превращающее систему управления частотой вращения коленчатого вала в астатическую или, другими словами, должен быть применен *интегральный (И) регулятор частоты вращения коленчатого вала с передаточной функцией вида:*



$$\Delta G_{\text{в}}^{\text{н}} = K_{\text{св}}^{\text{н}} \cdot \sum_{i=1}^{i2} \Delta F_{\text{freq}}^i \cdot \Delta t$$

Где:  $\Delta G_{\text{в}}^{\text{н}}$  - изменение расхода воздуха через РДВ;

$K_{\text{св}}^{\text{н}}$  - коэффициент передачи И- регулятора;

$\Delta F_{\text{freq}}^i$  - оценка отклонения текущей частоты вращения коленчатого вала от устав-  
ки;

$i1, i2$  - интервал работы регулятора;

$\Delta t$  - длительность цикла управления.

Момент, когда отклонение текущей частоты вращения коленчатого вала от уставки, достигнутое в процессе регулирования, установилось и находится в допуске, а дисперсия частоты вращения коленчатого вала не превышает допустимого уровня, говорит о том, что достигнут баланс индикаторной мощности, мощности потерь и мощности нагрузки двигателя. В этом случае *может быть определена связь* между текущим управляющим сигналом на РДВ, расходом воздуха через двигатель, условиями его работы и частотой вращения коленчатого вала двигателя. Это позволяет провести *адаптацию системы управления*, то есть определить реальную связь между параметрами, описанными в регулировках и калибровках системы управления и их действительными значениями в данных конкретных условиях эксплуатации. Впоследствии, информация об этой связи может использоваться для управления цикловым наполнением как поправка передаточного коэффициента РДВ  $\Delta K_{\text{рдв}}^{\text{адп}}$ , определенная путем сопоставления ожидаемого расхода воздуха, рассчитанного на основании имеющихся регулировок и калибровок и измеренного расхода воздуха:

$$\Delta K_{\text{рдв}}^{\text{адп}} = \frac{G_{\text{в}}^{\text{изм}} - G_{\text{в}}(T_{\text{wat}})}{K_{\text{рдв}}}$$

Где:  $G_{\text{в}}^{\text{изм}}$  – измеренное значение расхода воздуха через двигатель;

$G_{\text{в}}(T_{\text{wat}})$  - регулировка начальных значений расхода воздуха на режиме ОМЧВ.

А так же, как поправка  $\Delta G_{\text{в}}^{\text{адп}}$  характеризующая отклонение величины расхода воздуха, обеспечивающего, в текущих условиях, баланс мощностей на требуемой частоте вращения коленчатого вала, относительно описанного в регулировках:

$$\Delta G_{\text{в}}^{\text{адп}} = G_{\text{в}}(T_{\text{wat}}) - G_{\text{в}}^{\text{нзм}}$$

Где:  $G_{\text{в}}(T_{\text{wat}})$  - регулировка расхода воздуха на режиме ОМЧВ в зависимости от температуры охлаждающей жидкости.

В случае применения для измерения циклового наполнения оценок, получаемых с использованием косвенных методов измерения циклового наполнения, например при помощи датчиков абсолютного давления и температуры воздуха во впускной системе, возникают определенные трудности в определении поправки величины расхода воздуха  $\Delta G_{\text{в}}^{\text{адп}}$ . Это связано с тем, что в контуре управления появляется дополнительный источник методологических погрешностей, связанный со способом определения действительного расхода воздуха. В силу возникающей неопределенности, необходимость в текущей поправке расхода воздуха может быть отнесена как на счет незнания текущих условий работы и состояния двигателя, так и на счет погрешностей измерения циклового наполнения. Однако, на практике, эта неопределенность не имеет значения, так как компенсация погрешностей измерения циклового наполнения, независимо от их природы, равносильна корректировке текущего расхода воздуха с целью компенсации неопределенности условий работы двигателя.

Периодичность выполнения процедуры адаптации передаточной характеристики РДВ и регулировок расхода воздуха ограничена временем нахождения двигателя в установившемся состоянии с допустимой ошибкой регулирования частоты вращения коленчатого вала на режиме ОМЧВ и должна проводиться всякий раз при возникновении соответствующих условий.

Однако найденные при адаптации и используемые при управлении поправки передаточного коэффициента РДВ  $\Delta K_{pдв}^{aдп}$  и поправка величины расхода воздуха  $\Delta G_{в}^{aдп}$  используемые при повторном входе в режим ОМЧВ для расчета начальных условий входа в режим, могут не соответствовать действительным. Это связано с изменениями условий работы двигателя, его нагрузки за время работы на режимах ЧН и ПМ и наличия нелинейности в передаточной характеристике РДВ, проявляющейся в виде гистерезиса и люфта и приводящей к нарушению связи между сигналом управления РДВ и его действительным сечением. В этом случае, при входе в режим ОМЧВ, возникает ошибка в управлении РДВ проявляющаяся в несоответствии расчетного и действительного сечения РДВ. Эта ошибка устраняется в результате дальнейшей работы И-регулятора, однако, для обеспечения устойчивости работы двигателя эта ошибка не должна быть отрицательной. Для чего, при формировании начальных условий входа в режим ОМЧВ, табличное значение расхода воздуха должно быть увеличено на величину  $\Delta G_{в}^0$  компенсирующую возможную ошибку:

$$G_{в}^0 = G_{в}(T_{wat}) + \Delta G_{в}^{aдп} + \Delta G_{в}^0$$

Где:  $G_{в}^0$  - начальное значение расхода воздуха при входе в режим ОМЧВ используемое для расчета управляющего сигнала на РДВ.

$\Delta G_{в}^0$  - значение расхода воздуха требуемое для компенсации возможной ошибки управления РДВ при входе в режим ОМЧВ.

Таким образом, И-регулятор частоты вращения коленчатого вала, решая задачу устранения статизма регулирования частоты вращения коленчатого вала двигателя, обеспечивает систему управления информацией о балансе между текущим управляющим сигналом на РДВ, расходом воздуха через двигатель, его состоянием, условиями работы и частотой вращения коленчатого вала. Это позволяет компенсировать погрешности измерения расхода воздуха и управления цикловым наполнением в конкретных условиях работы двигателя.

Введение в контур управления частотой вращения коленчатого вала ПИ-регулятора требует проведения анализа качества процесса управления. Рассмотрим уравнение описывающее баланс крутящего момента от газовых сил, момента инерции движущихся масс, момента сопротивления и нагрузки для поршневого двигателя с впрыском бензина:

$$M_{г.с.}(Freq', G_{в}, \alpha, \gamma_{O_2}, T_{wat}, \dots) \cdot e^{-\tau \cdot p} = J \frac{dFreq'}{dt} + M_{сопр.}(Freq', T_{wat}, G_{в}, \dots) + M_{наг.р.}(t, Freq', \dots)$$

Где:  $M_{г.с.}$  - крутящий момент от газовых сил;

$Freq'$  - оценка частоты вращения коленчатого вала;

$J$  - момент инерции движущихся деталей двигателя и приводимых агрегатов;

$\tau$  - задержка изменения крутящего момента от газовых сил относительно времени изменения параметров рабочего цикла, связанная с дискретностью управления и циклическостью рабочего процесса

$M_{сопр.}$  - крутящий момент сопротивления движению деталей двигателя приведенный к коленчатому валу;

$M_{наг.р.}$  - крутящий момент, приведенный к коленчатому валу и используемый на привод агрегатов.

Пренебрегая динамическими характеристиками передаточной функции РДВ имеем передаточную функцию регулятора расхода воздуха (при использовании в качестве привода моментный электродвигатель):

$$G_{в.р.дв} = K_{р.дв} \cdot \left( \left( K_{г.с.}^u + \frac{K_{г.с.}^u}{p} \right) \cdot \Delta Freq' + \Delta K_{р.дв} \right)$$

Где:  $F_{р.дв}$  - управляющее воздействие на РДВ;

$G_{в.р.дв}$  - расход воздуха через РДВ;

$\Delta Freq'$  - оценка изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя.

$K_{г.с.}^u$  - коэффициент передачи И- регулятора;

С учетом передаточной функции впускной системы по наполнению:

$$G_{\text{в}} = \frac{I}{1 + T_p} \cdot G_{\text{в,рде}}$$

Где:  $G_{\text{в}}$  - расход воздуха через цилиндры двигателя;

$T$  - аperiodическая задержка изменения расхода воздуха через цилиндры двигателя относительно изменения расхода воздуха через РДВ.

Уравнение, описывающее баланс крутящего момента в двигателе, будет иметь вид:

$$M_{2.c} \left( \text{Freq}', \left( \frac{I}{1 + T_p} \right) \cdot K_{\text{рде}} \cdot \left( \left( K_{G_{\text{в}}}^n + \frac{K_{G_{\text{в}}}^n}{p} \right) \cdot \Delta \text{Freq}' + \Delta K_{\text{рде}} \right), \alpha, \text{УОЗ}, \text{Twat}, \dots \right) \cdot e^{-\tau \cdot p} =$$

$$= J \cdot p + M_{\text{сomp}}(\text{Freq}', \text{Twat}, G_{\text{в}}, \dots) + M_{\text{наг p.}}(t, \text{Freq}', \dots)$$

Естественно, что данное уравнение не учитывает стохастические характеристики присущие процессу сгорания и вызывающие флуктуации частоты вращения коленчатого вала, особенно при малых цикловых наполнениях. Решение данного уравнения

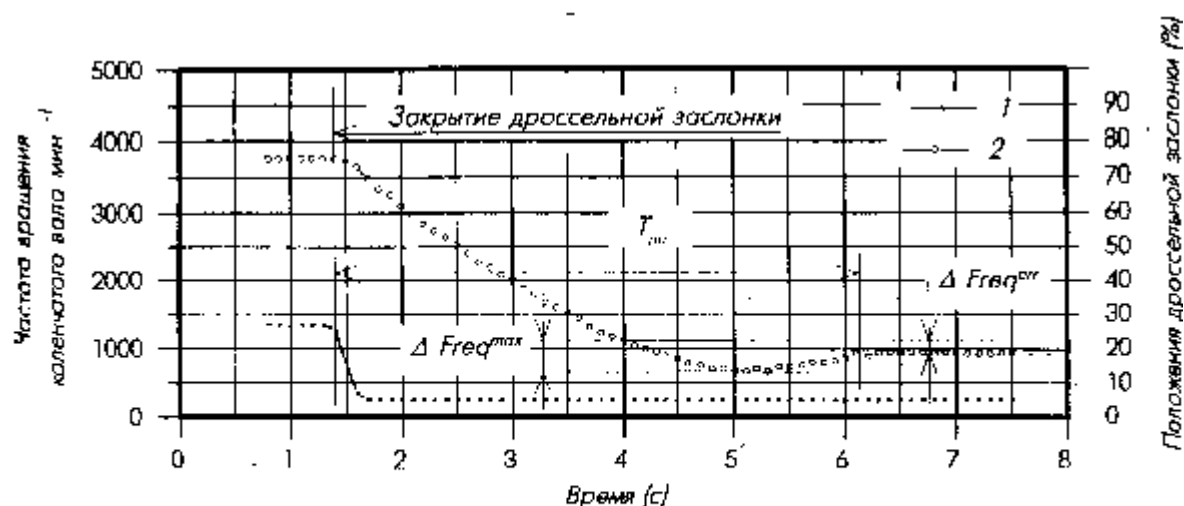


Рис. 7.3.8 Характер изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя при изменении нагрузки при работе двигателя на режиме ОМЧВ  
(1- частота вращения коленчатого вала двигателя, 2- мощность нагрузки)

относительно частоты вращения коленчатого вала, даже при учете имеющейся нелинейности передаточных функций двигателя и исполнительных устройств, возможно при применении современных численных методов. Однако получение достоверных исходных данных, необходимых для его решения и описывающих изменение состояния двигателя при всех возможных условиях эксплуатации автомобиля требует значительных

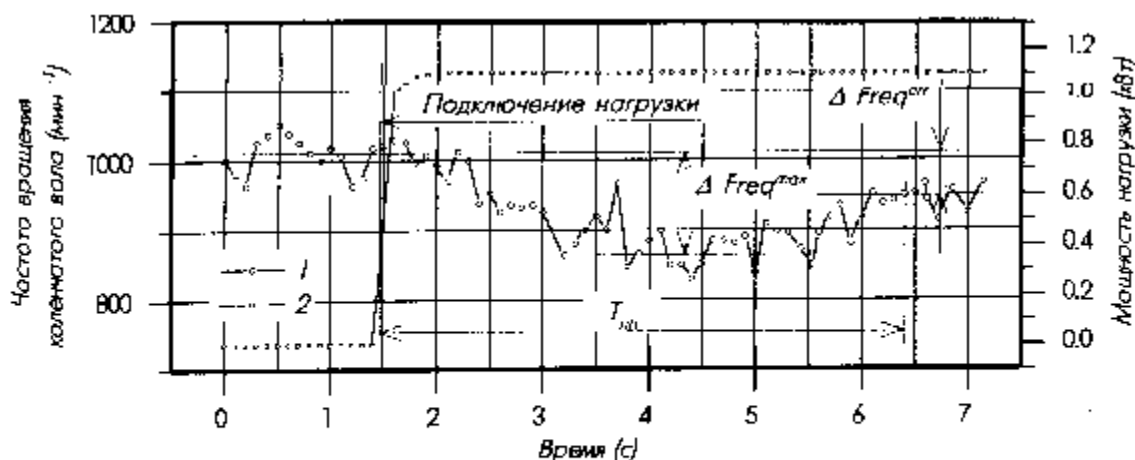


Рис. 7.3.9. Характер изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя при переходе из режима ЧН в режим ОМЧВ по частоте вращения коленчатого вала  
(1- положение дроссельной заслонки, 2- частота вращения коленчатого вала двигателя)

затрат. С другой стороны, нас не интересует собственно решение, описывающее поведение частоты вращения коленчатого вала, поскольку сам характер изменения частоты вращения коленчатого вала в течение переходного процесса не столь важен, как некоторые оценки ее поведения. Указанные причины позволяют использовать для оценки качества процесса управления показатели работы системы управления рабочим процессом получаемые при ее адаптации, так как только в этом случае удастся получить достоверную информацию о поведении системы управления и двигателя в реальных условиях эксплуатации автомобиля.

Показатели, характеризующие качество процесса управления, могут быть получены в результате анализа отклика частоты вращения коленчатого вала двигателя на возмущающее воздействие. В качестве возмущающих воздействий могут выступать или изменение нагрузки, при работе двигателя на режиме ОМЧВ, или вход в режим ОМЧВ по частоте вращения или по цикловому наполнению. На практике, нашли применение три показателя, характеризующих качество процесса управления частотой вращения коленчатого вала двигателя (Рис. 7.3.8- Рис. 7.3.9). К ним относятся время переходного процесса  $T_{nn}$ , максимальное отклонение частоты вращения коленчатого вала двигателя от уставки  $\Delta Freq^{max}$  и статическая ошибка управления  $\Delta Freq^{err}$ .

Выбор критериев, позволяющих оценить показатели качества процесса управления частотой вращения коленчатого вала, тесно связан с условиями эксплуатации автомобиля и в общем виде, их значения могут быть определены лишь ориентировочно. Можно сказать, что наиболее важным показателем качества управления является максимальное отклонение частоты вращения коленчатого вала двигателя от уставки  $\Delta Freq^{max}$ , так как выход этого параметра за допустимые пределы приводит к потере устойчивости работы двигателя. На практике, величина  $\Delta Freq^{max}$  не должна превышать 100-150 мин<sup>-1</sup>. Статическая ошибка управления  $\Delta Freq^{err}$  в большинстве случаев является приемлемой, если ее величина не превышает 25-50 мин<sup>-1</sup>, а время переходного процесса  $T_{nn}$  не должно быть больше нескольких десятков секунд.

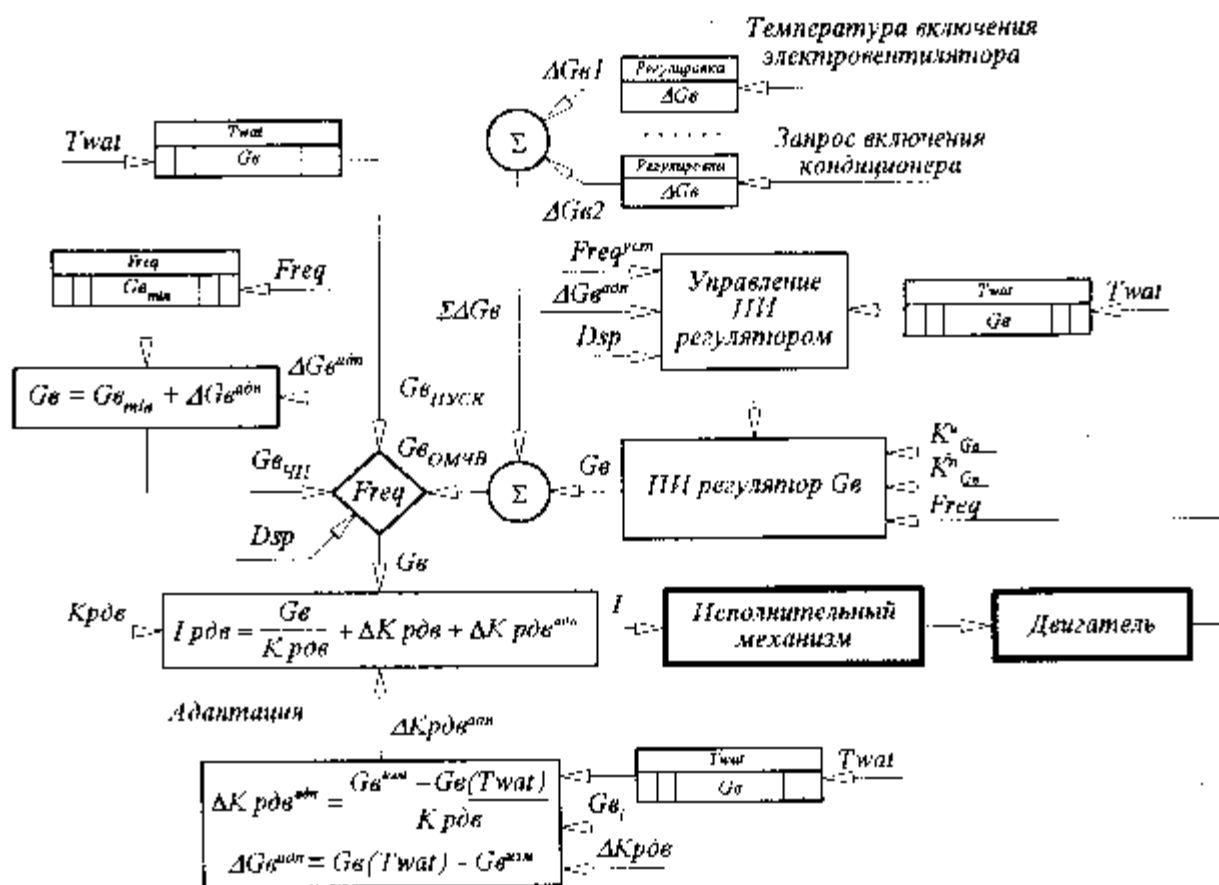


Рис. 7.3.9 Алгоритм управления цикловым наполнением на режимах ПУСК, ОМЧВ, ЧН

Стремление уменьшить статизм управления частотой вращения коленчатого вала двигателя и сократить время переходных процессов при регулировании, вызывает желание увеличить коэффициенты передачи ПИ-регулятора. Однако их максимальные значения ограничены условиями *устойчивости частоты вращения коленчатого вала двигателя*. Аналитические методы исследования устойчивости регулирования частоты вращения коленчатого вала двигателя встречают ряд трудностей, вызванных тем, что бензиновый двигатель с впрыском топлива представляет собой нелинейную систему с параметрическим управлением и стохастическим характером протекающих в нем процессов, для которой получить точные аналитические зависимости и параметры, описывающие поведение системы, весьма затруднительно. Поэтому, основным методом позволяющим выбрать те или иные характеристики регуляторов является метод натурного моделирования. В этом случае, выбор коэффициента передачи П-регулятора  $K_{Gb}^n$  и И-регулятора  $K_{Gb}^u$ , обеспечивающие требуемый запас устойчивости, осуществляется в процессе адаптации системы управления. Методика выбора этих коэффициентов заключается в экспериментальном поиске их максимальных значений, соответствующих пределу устойчивости, при регулировках и условиях работы двигателя в которых эта устойчивость минимальна, с последующим уменьшением этих коэффициентов до величины, гарантирующей требуемый запас устойчивости.

Другим способом, повышения устойчивости частоты вращения коленчатого вала является динамическое управление уставкой частоты вращения коленчатого вала двигателя. Отсутствие информации о состоянии трансмиссии, в системах управления рабочим процессом двигателя без датчика скорости автомобиля, приводит к необходимости принимать решение о ее состоянии на основании косвенных данных - частоты вращения коленчатого вала и положения дроссельной заслонки двигателя. При этом, в случае движения автомобиля накатом с включенной трансмиссией и закрытой дроссельной заслонкой, частота вращения коленчатого вала может достигнуть значения, при котором система управления рабочим процессом принимает решение о переходе двигателя из режима ЧН в режим ОМЧВ, хотя трансмиссия автомобиля остается включенной. Регулятор циклового наполнения будет стремиться стабилизировать частоту вращения коленчатого вала двигателя на уровне, определяемом уставкой частоты вращения коленчатого вала, а поскольку динамические характеристики системы изменились, так как к двигателю подключена большая инерционная масса автомобиля, то запаздывание изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя приведет к перерегулированию циклового наполнения интегральным регулятором. Последующее затем отключение двигателя от трансмиссии, когда сечение РДВ оказывается меньше требуемого на данной частоте вращения коленчатого вала, приведет к остановке двигателя. Для того чтобы избежать подобной ситуации, необходимо реализовать динамическое управление уставкой частоты вращения коленчатого вала, обеспечив ее изменение в соответствии с реальными условиями. В этом случае, начальное значение уставки должно соответствовать частоте вращения коленчатого вала при переходе в режим ОМЧВ, скорость ее изменения отражать характер движения автомобиля накатом с включенной трансмиссией. В случае если двигатель переходит в режим ОМЧВ с выключенной трансмиссией, такое управление уставкой приведет к увеличению времени переходного процесса, что в большинстве случаев вполне допустимо.

#### **7.4 Управление цикловым наполнением на режимах ПУСК и ЧН и ПМ.**

Возможность управлять цикловым наполнением позволяет не только управлять частотой вращения коленчатого вала на режиме ОМЧВ, но и существенно улучшить управление рабочим процессом на других режимах. Наиболее простой алгоритм управления цикловым наполнением применяется на режиме ПУСК. На этом режиме функции управления цикловым наполнением заключаются в обеспечении максимального циклового наполнения в процессе пуска и его ограничении до величины  $G_b(T_{wat})$ , соответствующей частоте вращения коленчатого вала двигателя на уровне текущей уставки  $Freq(T_{wat})$ , на момент выхода из режима ПУСК.



Проблемы, решение которых зависит от способа управления цикловым наполнением, на режиме ЧН более сложны. Анализ корреляции токсичных выбросов с положением и характером движения режимной точки по режимной области показывает, что значительная доля выбросов углеводородов с отработавшими газами вызвана явлениями, происходящими при работе двигателя с малым цикловым наполнением, обусловленными процессом закрытия дроссельной заслонки. Известно, что в этих условиях наблюдается значительный рост коэффициента остаточных газов, что приводит к нарушению процесса сгорания вплоть до пропуска тактов. Несгоревшее топливо поступает в выпускную систему, где частично догорает, что сопровождается характерными хлопками, а частично выбрасывается в атмосферу. Отсюда вытекает задача управления цикловым наполнением на режиме ЧН, заключающаяся в необходимости ограничения величины циклового наполнения на уровне достаточном для поддержания устойчивого сгорания, с одной стороны и существенно не ухудшающем тормозные свойства двигателя (то есть величину поглощаемой на принудительном холостом ходу мощности) с другой. При этом следует постоянно учитывать, что в любом случае, возможном при эксплуатации, величина, ограничивающая цикловое наполнение должна быть меньше циклового наполнения на холостом ходу при соответствующей частоте вращения коленчатого вала.

В том случае, когда в системе управления рабочим процессом предусмотрено отключение подачи топлива при малых цикловых наполнениях, возникает задача обеспечить условия протекания рабочего процесса и его регулировки при которых количество несгоревшего топлива поступающего в цилиндры двигателя из топливной пленки после прекращения его подачи и выбрасываемое в атмосферу было минимальным.

Наиболее простым путем решения перечисленных задач может быть введение ограничения на минимальную величину циклового наполнения на режиме ОМЧВ. В этом случае удастся обеспечить устойчивое сгорание при закрытии дроссельной заслонки и в тоже время, в случае необходимости, отключить подачу топлива при его минимальном количестве во впускной системе.

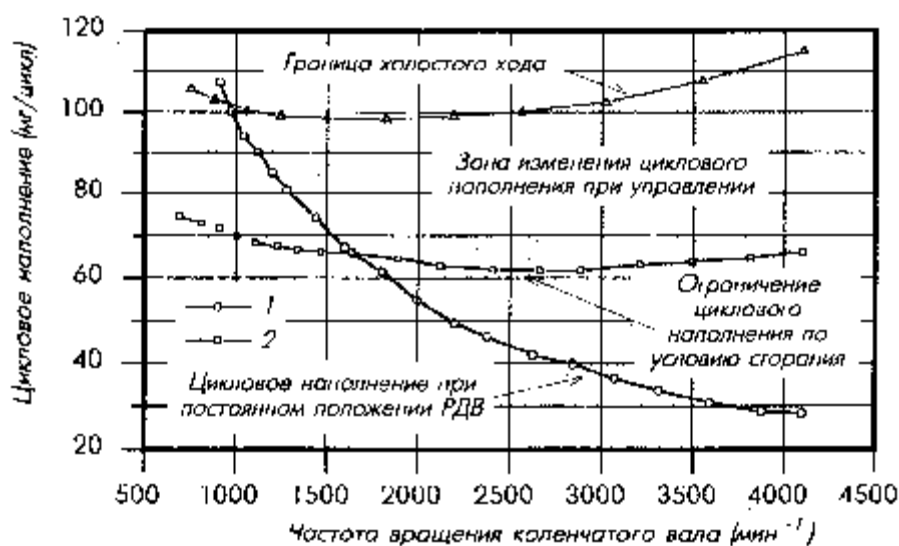


Рис. 7.4.1 Режимная область, используемая при управлении цикловым наполнением на режиме ЧН.

После прекращения подачи топлива расход воздуха должен быть уменьшен до минимально возможного уровня, с целью минимизировать выбросы в атмосферу не сгоревшего топлива. Однако длительная работа двигателя с минимальным цикловым наполнением, а следовательно, максимальным разрежением во впускной системе и цилиндрах, приводит к попаданию смазочного масла в цилиндры двигателя, поэтому должна быть ограничена во времени.

Минимальная величина циклового наполнения на режиме ЧН  $G_{\text{в min}}$  может быть определена как зависимость расхода воздуха от частоты вращения коленчатого вала двигателя  $G_{\text{в}}(\text{Freq})$ . Отсутствие в описании величины минимального циклового наполнения зависимости от температурного состояния двигателя (Рис. 7.3.9.), компенсируется определяемой в процессе работы двигателя величиной  $\Delta G_{\text{вадп}}$ ,

характеризующей отличие его текущего состояния от статистического, описанного регулировками.

В современных автомобильных двигателях, как правило, фазы газораспределения, геометрию впускной и выпускной системы выбирают как некий компромисс между максимальным цикловым наполнением на внешней скоростной характеристике и предельно допустимым коэффициентом остаточных газов при минимальном наполнении. При этом достичь удовлетворительного выполнения этих противоречивых требований далеко не всегда удастся. Уменьшение величины перекрытия клапанов, снижает коэффициент остаточных газов. Это приводит к уменьшению выбросов углеводородов, при работе двигателя на малых цикловых наполнениях и в тоже время, уменьшает максимальную величину циклового наполнения, снижая, тем самым, мощность двигателя на внешней характеристике. Аналогичные явления наблюдаются и при изменении геометрии впускной или выпускной систем. Невозможность достижения приемлемого компромисса, а также появление работоспособных конструкций, которые позволяют изменять параметры механизма газораспределения и геометрию впускной системы при помощи электрически управляемых устройств, дают возможность значительно улучшить показатели автомобильного двигателя. Управление положением механизма газораспределения  $Pos^{cam}(Freq, Thr)$  и геометрией впускной системы  $Pos^{int}(Freq, Thr)$ , осуществляемое системой управления рабочим процессом в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и положения дроссельной заслонки, позволяет выбрать в процессе адаптации оптимальные сочетания регулируемых параметров на большей части режимной области.

- 
- Под *устойчивостью работы двигателя* будем понимать *способность двигателя сохранять установившуюся эффективную мощность или заданную частоту вращения коленчатого вала двигателя при отсутствии изменения нагрузки или управляющих воздействий со стороны водителя.*
  - Задача обеспечения требуемого циклового наполнения при переходе в режим ОМЧВ сводится к определению и реализации в процессе перехода необходимого сечения РДВ, обеспечивающего расход воздуха соответствующий текущему уровню потерь в двигателе и мощности включенных нагрузок на требуемой частоте вращения коленчатого вала.
  - Наиболее эффективным способом управления частотой вращения коленчатого вала, с точки зрения диапазона воздействия и выполнения требования на токсичность выбросов, является увеличение крутизны передаточной характеристики двигателя по цикловому наполнению, путем введения в систему управления отрицательной обратной связи, осуществляющей изменение циклового наполнения.
  - Интегральный регулятор частоты вращения коленчатого вала, решая задачу устранения статизма регулирования частоты вращения коленчатого вала, обеспечивает систему управления информацией о балансе между текущим управляющим сигналом на РДВ, расходом воздуха через двигатель, его состоянием, условиями работы и частотой вращения коленчатого вала.
  - Достижение, в процессе регулирования частоты вращения коленчатого вала баланса индикаторной мощности, мощности потерь и мощности нагрузки двигателя при дисперсии частоты вращения коленчатого вала не превышающей допустимый уровень позволяет *определить связь* между текущим управляющим сигналом на РДВ, расходом воздуха через двигатель, условиями его работы и частотой вращения коленчатого вала, то есть провести *адаптацию системы управления.*

### **МЕТРОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ**

#### **8.1 Критерии выбора метрологических характеристик системы управления рабочим процессом двигателя.**

Стремление улучшить качество управления рабочим процессом двигателя находится в постоянном противоречии с необходимостью уменьшать стоимость системы управления. Эти противоречия носят глобальный характер и проявляются на всех уровнях, начиная с выбора датчиков и исполнительных устройств и кончая характеристиками алгоритмов обработки информации в системе управления рабочим процессом, включая стоимость их разработки, реализации и адаптации. Поиск компромиссов между издержками и достигнутым результатом должен быть предметом постоянной заботы при создании систем управления рабочим процессом двигателя. Являясь производными от многих, часто только прогнозируемых на стадии разработки и проявляющихся в процессе эксплуатации факторов, принятые решения должны основываться на объективном анализе имеющейся информации.

Основной идеей, используемой при формулировке требований к метрологическим характеристикам системы управления, является взгляд на автомобиль, двигатель и его систему управления как на единое целое, в котором *требования к метрологическим характеристикам системы управления формируются на основании реальных характеристик двигателя и автомобиля*. Другими словами, требования к точности реализации того или иного параметра управления рабочим процессом, регулировок двигателя, определяются тем, насколько отклонение этого параметра от заданного влияет на выходные показатели автомобиля. Технический уровень конструкции, технологии и качество изготовления автомобиля, двигателя, датчиков и исполнительных устройств системы управления, *определяют* требования к алгоритму управления. И хотя современные алгоритмы управления должны позволять анализировать реальное состояние двигателя и в соответствии с результатами анализа, корректировать регулировки рабочего процесса, в любом случае, предел необходимому совершенству алгоритмов управления, а следовательно, и достижимым показателям автомобиля ставит технический и технологический уровень конструкции автомобиля в целом.

Исходными данными, для анализа требований предъявляемых к метрологическим характеристикам системы управления рабочим процессом двигателя, являются данные, описывающие зависимость изменения показателей, характеризующих свойства автомобиля (экологические, экономические и эксплуатационные) от изменения показателей двигателя, определенных для различных условий эксплуатации автомобиля. Получение такой информации является нетривиальной задачей, так как связано не только с большой трудоемкостью, поскольку требует выделения факторов, влияющих на показатели автомобиля, но не связанных с изменением характеристик двигателя, для чего необходим постоянный контроль показателей самого двигателя. Кроме этого, необходимо учитывать, что требования к показателям двигателя могут значительно изменяться в зависимости от положения режимной точки, так как в реальных условиях, существуют зоны в режимной области, где двигатель практически никогда не работает.

При невозможности, по разным причинам, постановки исследований с целью получения таких данных на практике, необходим поиск других подходов, позволяющих сформировать требования к метрологическим характеристикам системы управления рабочим процессом двигателя. Тот факт, что любой из показателей, характеризующих свойства автомобиля, зависит от всего комплекса управляемых параметров, которые, в свою очередь, определяются условиями и режимом работы

двигателя и его агрегатов:

$$P_{\text{эко}}^{\text{рам}} = F\{U_{\text{оз}}(\text{Freq}, \text{Gsc}, \text{Twat}, \text{Reg}, \text{Thr}, \dots), G_{\text{мч}}(\text{Freq}, \text{Gsc}, \text{Twat}, \text{Reg}, \text{Thr}, \dots), \dots$$

$$\dots \text{Ads}(\text{Freq}, \text{Gsc}, \text{Twat}, \text{Reg}, \dots)\}$$

$$P_{\text{ге}}^{\text{рам}} = F\{U_{\text{оз}}(\text{Freq}, \text{Gsc}, \text{Twat}, \text{Reg}, \text{Thr}, \dots), G_{\text{мч}}(\text{Freq}, \text{Gsc}, \text{Twat}, \text{Reg}, \text{Thr}, \dots), \dots$$

$$\dots \text{Ads}(\text{Freq}, \text{Gsc}, \text{Twat}, \text{Reg}, \dots)\}$$

$$P_{\text{эк}}^{\text{рам}} = F\{U_{\text{оз}}(\text{Freq}, \text{Gsc}, \text{Twat}, \text{Reg}, \text{Thr}, \dots), G_{\text{мч}}(\text{Freq}, \text{Gsc}, \text{Twat}, \text{Reg}, \text{Thr}, \dots), \dots$$

$$\dots \text{Ads}(\text{Freq}, \text{Gsc}, \text{Twat}, \text{Reg}, \dots)\}$$

Где:  $P_{\text{эко}}^{\text{рам}}$ ,  $P_{\text{ге}}^{\text{рам}}$ ,  $P_{\text{эк}}^{\text{рам}}$  - экологические, экономические и эксплуатационные показатели автомобиля,

а так же наличие различного рода регуляторов, делает практически невозможным получение аналитического описания зависимости показателей, характеризующих свойства автомобиля, от метрологических характеристик системы управления. Эту проблему усугубляет и то, что ряд показателей, характеризующих свойства автомобиля, носит качественный характер.

Тем не менее, поиск зависимостей, связывающих показатели автомобиля с метрологическими характеристиками системы управления, может быть проведен исходя из предположения, что все интересующие нас показатели носят стохастический характер и существует определенная корреляция между ними. На практике, нашел применение подход, заключающийся в том, что допуск на погрешности реализации регулировок двигателя задается, исходя из имеющихся характеристик двигателя: его чувствительности к погрешности реализации регулировок и метрологическим характеристикам датчиков и исполнительных устройств. Затем контролируются показатели автомобилей в некоторой, статистической значимой выборке и на основании анализа этих показателей делается вывод о достаточности принятых допусков на погрешности реализации регулировок. Следует помнить, что изменение любого из параметров рабочего процесса двигателя, как правило, влияет на несколько показателей его рабочего процесса, поэтому для анализа влияния погрешности реализации каждого из параметров должен привлекаться весь набор выходных показателей автомобиля. В свою очередь, изменение показателей, характеризующих свойства автомобиля, тесно связано с изменением параметров рабочего процесса двигателя в условиях влияния не идентифицированных факторов. *Под не идентифицированными факторами следует понимать характеристики условий протекания рабочего процесса, прямая или косвенная информация о которых, достаточная для принятия решения в процессе управления, в системе управления рабочим процессом двигателя отсутствует.* Из этого следует, что условия испытаний, с целью получения выходных показателей автомобиля, должны быть выбраны с учетом возможного изменения этих факторов.

Естественно, что такой подход приводит к завышенным требованиям к метрологическим характеристикам системы управления, так как ограничивает предъявляемые требования только со стороны ухудшения выходных показателей автомобиля и не позволяет сделать вывод об их избыточности. Более того, экстраполяция требований к точности реализации регулировок на всю режимную область и все условия работы, для чего нет оснований точки зрения условий реальной эксплуатации автомобиля, также приводит к завышению ряда требований к показателям двигателя, однако, очень часто, описанный выше подход является единственно возможным.

На основании изложенных соображений можно перейти от показателей, характеризующих свойства автомобиля к показателям характеризующих свойства двигателя. Требования к метрологическим характеристикам системы управления рабочим процессом двигателя могут быть сформированы путем анализа зависимостей показателей двигателя от изменения его регулировок. Определив понятие *погрешность реализации регулировок* как разность между желаемым и действительным значением регулируемого параметра можно выдвинуть требования к максимально допустимой

погрешности реализации регулировок двигателя. При этом в качестве действительного значения регулируемого параметра принимается значение, полученное при его измерении внешними, по отношению к системе управления, измерительными приборами, выступающими в качестве *эталона*. Здесь следует обратить внимание на тот факт, что для большинства условий, отличных от условий работы двигателя при которых производилось определение регулировок рабочего процесса, *желаемое значение регулируемых параметров*, строго говоря, достоверно *неизвестно*. Особенно это справедливо для нестационарных условий работы или условий прогрева двигателя. Этот факт связан с тем, что не существует достаточно дешевых методик и оборудования позволяющих получить такую информацию. В этих условиях, в качестве желаемых значение регулируемых параметров принимаются значения, полученные какими либо эвристическими методами.

Ограничения на погрешность реализации регулировок рабочего процесса двигателя можно наложить, формулируя следующий критерий допустимой погрешности: *погрешность реализации данной регулировки рабочего процесса двигателя считается допустимой, если изменение показателей двигателя при реализации любой из регулировок в пределах заданной погрешности, не вызывает отклонения показателей двигателя на величину больше заданного значения*. Учитывая, что показатели двигателя носят, как правило, экстремальный характер получаем:

$$\begin{Bmatrix} \Delta G_{m\varphi} \\ \Delta U_{02} \\ \dots \\ \Delta A_{ds} \end{Bmatrix} \leq \begin{Bmatrix} \Delta G_{m\varphi}^{max} \\ \Delta U_{02}^{max} \\ \dots \\ \Delta A_{ds}^{max} \end{Bmatrix} \text{ , при } \begin{Bmatrix} P_{eco} \leq P_{eco}^{max} \\ P_{ge} \leq P_{ge}^{max} \\ P_{exp} \geq P_{exp}^{min} \end{Bmatrix}$$

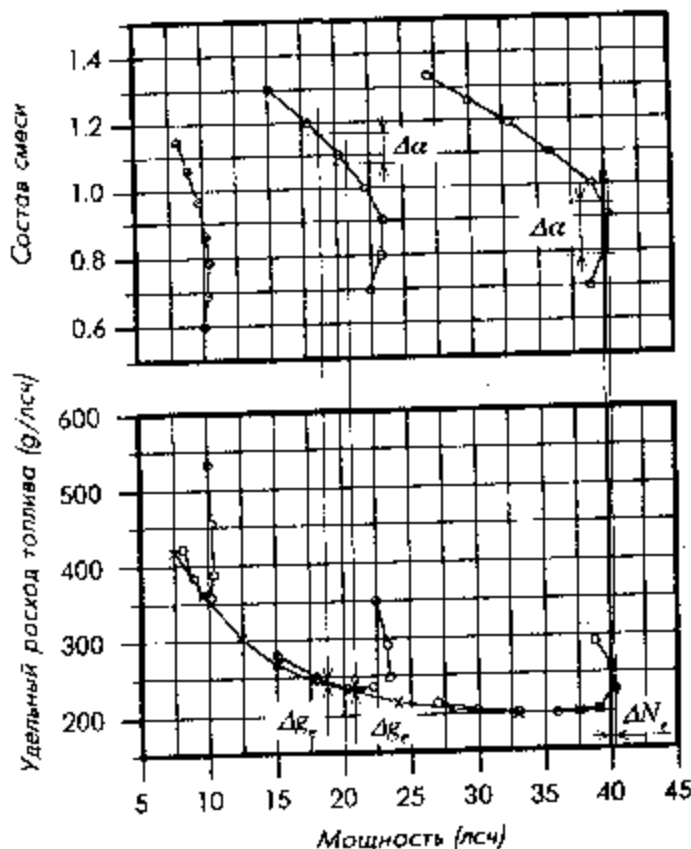


Рис. 8.2.1 Регулировочные характеристики двигателя по составу смеси ( $V_h = 2,3 \text{ л}$ ,  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ).

Где:  $\Delta G_{m\varphi}, \dots$  - текущие погрешности реализации регулировок двигателя;

$\Delta G_{m\varphi}^{max}, \dots$  - допустимые погрешности реализации регулировок двигателя;

$P_{eco}$ ,  $P_{ge}$ ,  $P_{exp}$  - экологические, экономические и эксплуатационные показатели двигателя.

Используя идеи классической метрологии [11], погрешности реализации регулировок рабочего процесса можно разделить на несколько видов. Такое деление должно обеспечить не только теоретическую возможность отличать один вид погрешностей от других, но и позволить выявить причины этих погрешностей и сформулировать требования к механизмам их компенсации. Базовыми понятиями

метрологии являются определения систематической и случайной погрешности. Систематическая погрешность  $\Delta_{\Sigma}$  - это погрешность, которая при многократном повторении одного и того же измерения одного и того же значения параметра



управления в одних и тех же условиях сохраняет постоянное значение. Систематическая погрешность определяется математическим ожиданием ошибок при измерении одного и того же значения в одних и тех же условиях. Отсюда, *случайная погрешность*  $\Delta p$  может быть определена как разность между погрешностью конкретного измерения  $\Delta i$  и систематической погрешностью  $\Delta p = \Delta i - \Delta \Sigma$ . Погрешности реализации регулировок рабочего процесса включают несколько составляющих, определяемых этапами обработки информации в процессе управления. Это *погрешности преобразования, погрешности измерения, погрешности вычисления и погрешности квантования*, причем последние относятся как к процедурам измерения и реализации, так и непосредственно к вычислительным процедурам.

Классификация погрешностей, имеющих место при управлении рабочим процессом двигателя, позволяет перейти к анализу их источников и определению условий, в которых эти погрешности оптимальны, то есть когда цена их минимизации оправдывает достигнутый результат. Анализ следует начать с изучения метрологических характеристик датчиков исполнительных устройств и чувствительности двигателя к погрешности реализации регулировок, ограничившись каналами управления топливоподачей и углом опережения зажигания. Это ограничение представляется достаточно правомерным, поскольку такой анализ охватывает большинство параметров используемых при управлении.

## 8.2 Методы выбора метрологических характеристик системы управления.

Требования, предъявляемые к допустимой величине погрешности реализации регулировок двигателя, определяются, прежде всего, чувствительностью показателей рабочего процесса к изменению его регулировок. Действительно, не имеет никакого смысла повышать точность реализации параметров управления, если это не отражается ни на показателях автомобиля, ни на показателях двигателя. Поиск предела допустимой погрешности реализации регулировок рабочего процесса двигателя следует начать с изучения характера поведения показателей двигателя, рассмотрев его регулировочные характеристики по составу смеси, показанные на Рис. 8.2.1. Анализ зависимости

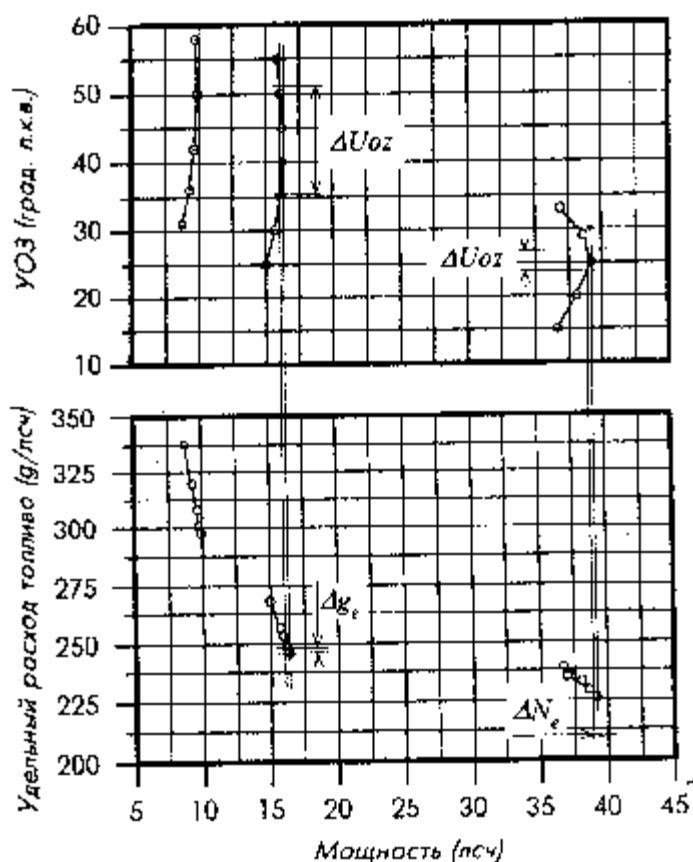


Рис. 8.2.2 Регулировочные характеристики двигателя по углу опережения зажигания ( $V_h = 2,4\lambda$ ,  $\alpha = 0,95$ ,  $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ ).

эффективных показателей двигателя (удельного расхода топлива, при частичных нагрузках и мощности на внешней характеристике и связанное с этим изменение токсичности отработавших газов), от изменения состава смеси, проведенный по всей режимной области для ряда двигателей, позволяет сделать вывод, что изменение состава смеси на величину, по крайней мере,  $\pm 2\%$  не вызывает значимого изменения показателей двигателя. Аналогичный анализ, проведенный для угла опережения зажигания (Рис. 8.2.2), говорит о том, что его отклонение на величину менее  $\pm 1.0$  град. п.к.в. также не значимо.

Помимо эффективных показателей, при формировании требований к метрологическим характеристикам системы управления следует учитывать весь комплекс показателей, характеризующих свойства автомобиля и двигателя. Необходимость в этом возникает тогда, когда в качестве критериев допустимой погрешности выступают показатели, имеющие более высокую чувствительность к изменению *регулировок, чем эффективные показатели двигателя. На практике, такой случай возникает при необходимости поддерживать состав отработавших газов в соответствии с требованиями предъявляемыми окислительно-восстановительным каталитическим нейтрализатором. В этом случае, для его эффективной работы и следовательно, выполнения ограничений на токсичные выбросы автомобилем, отклонение состава смеси от стехиометрии не должно превышать величину более  $\pm 1\%$ .*

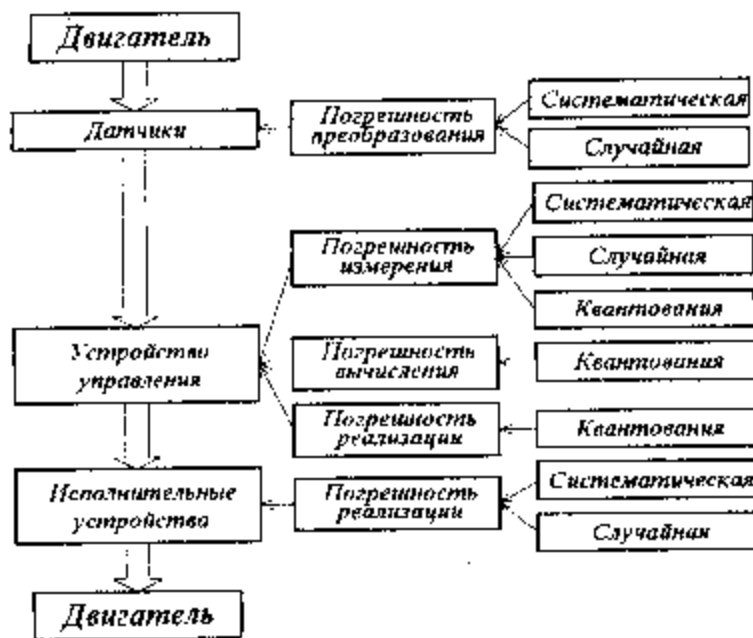


Рис. 8.2.3 Структура источников погрешности при управлении рабочим процессом двигателя.

Приведенные выше цифры характеризуют суммарную погрешность управления, полученную как отклик показателей двигателя на изменение управляющих параметров, и позволяют ее дифференцировать ее источники. Рассмотрим структуру системы управления рабочим процессом двигателя с точки зрения погрешностей имеющих место в процессе управления (Рис. 8.2.3). Источником информации о состоянии двигателя являются датчики, представляющие собой устройства,

осуществляющие первичное преобразование различных физических величин, характеризующих состояние двигателя и автомобиля, в электрические сигналы, которые могут быть переданы через линию связи, соединяющую датчики и устройство управления, и измерены устройством управления. Этим требованиям отвечают два вида электрических сигналов, формируемых датчиками: в виде величины электрического напряжения (тока) и в виде временных интервалов между электрическими импульсами. Однако в любом случае, должна существовать однозначная связь между физической величиной, поступающей на вход датчика и выходным сигналом датчика,  $U_{вых}=F(x)_{вх}$  или  $f_{вых}=F(x)_{вх}$ , описываемая передаточной характеристикой датчика. В том случае, когда однозначность такой связи нарушается, что, например, имеет место при работе датчика массового расхода в условиях значительных колебаний скорости потока воздуха через датчик, первичный преобразователь не может рассматриваться в качестве датчика.

Процесс преобразования входной физической величины в выходную, происходящий в датчике, сопровождается влиянием различного рода факторов, искажающих связь, описанную его передаточной характеристикой, и приводящих к возникновению погрешности преобразования. Погрешность преобразования датчика  $\Delta d$  это разность между действительной величиной выходного сигнала датчика, являющейся результатом преобразования эталонной физической величины и величиной выходного сигнала, определенной для этого же значения эталонной физической величины по его передаточной характеристике расчетным путем.  $\Delta d = U(e) - U(f(e))$ . Такая трактовка погрешности преобразования связана с процедурой обработки поступающей от датчика информации в системе управления, где осуществляется обратное преобразование сигнала датчика в цифровой эквивалент

измеряемой физической величины, производимое с использованием передаточной характеристики датчика. Аналогичная формулировка может быть использована и применительно к исполнительным устройствам. Как и в общем случае, погрешности преобразования могут быть разделены на систематические и случайные, однако, кроме этого, в зависимости от характеристик входного сигнала, в некоторых случаях имеет смысл выделить *статическую и динамическую* погрешности. Как правило, современные датчики имеют собственные частотные и фазовые характеристики, обеспечивающие незначительные динамические погрешности в диапазоне частот, свойственных колебаниям измеряемой физической величины. Поэтому, каких либо специальных мероприятий, позволяющих компенсировать динамическую погрешность преобразования, обычно не требуется.

Рассмотрим метрологические характеристики основных датчиков и исполнительных

устройств системы управления рабочим процессом двигателя (Рис. 8.2.4).

Метрологические характеристики на эти изделия задаются производителями в виде допуска на погрешность преобразования,

определенную во всем диапазоне изменения входного сигнала. Как правило, в качестве оценки величины выходного сигнала датчика используется его среднее значение, определенное как

результат значительного числа измерений. То есть, метрологические характеристики датчиков и исполнительных устройств задаются в виде допуска на их систематическую погрешность. Поскольку характер случайной составляющей погрешности преобразования практически всегда не известен, а допуск на величину систематической погрешности для всех датчиков и исполнительных устройств достаточно высок, то алгоритм управления рабочим процессом должен включать процедуры позволяющие компенсировать наличие погрешностей преобразования исходя из предположения, что они носят и систематический и случайный характер. Это тем более актуально потому, что погрешности существующих датчиков и исполнительных устройств в несколько раз превышают допустимые погрешности реализации параметров двигателя, определенные исходя из анализа его регулировочных характеристик.

Обсуждение методов позволяющих повысить метрологические характеристики системы управления следует начать с уточнения понятия *процедуры измерения* входных сигналов. *Измерением* [11] называются действия, выполнение которых позволяет установить связь между измеряемой величиной и эталоном. В измерении принимают участие два множества величин: бесконечное или конечное множество измеряемой величины  $x$  и множество известной величины  $y$ , элементы которого упорядочены по значениям  $i$  и обозначены индексом  $i$ . Множество известной величины создается с помощью *эталонной величины* хранящегося в системе управления. В этом случае, процедура *измерения* равнозначна установлению соответствия элементу множества измеряемой величины элемента множества известной величины того же самого значения.

Источники погрешностей	Виды погрешностей	
	Погрешность преобразования	Максимальная погрешность квантования
Датчик массового расхода воздуха	$\pm 4\%$	$\pm 4\%$
Датчик абсолютного давления	$\pm 8\% + \pm 4\%$	$0,4\%$
Датчик положения коленчатого вала (включая диск синхронизации)	$\pm 1,5$ град. п.к.в.	-
Датчик температуры	$\pm 4^\circ\text{C} (\pm 5\%)$	$1,64^\circ\text{C}$
Датчик детонации	$\pm 30\%$	$\pm 4\%$
Системный таймер	$< 0,01\%$	4 мкс
Топливная форсунка	$\pm 4\%$ (стат.) $\pm 6\%$ (дин.)	8 мкс
РДВ	$\pm 10\%$	$0,8\%$
УОЗ	$\pm 1,5$ град. п.к.в.	$0,75$ град. п.к.в.

Рис. 8.2.4 Погрешности основных датчиков и исполнительных устройств системы управления рабочим процессом двигателя.

два вида эталонов: это эталон напряжения и эталон времени. В качестве эталона напряжения, используемого для измерения аналого-цифровым преобразователем величины напряжения поступающего с датчиков, применяются источники опорного напряжения, имеющие температурную стабильность порядка  $10\text{ppm}/^\circ\text{C}$  в эксплуатационном интервале температуры окружающей среды ( $-40\text{--}+80^\circ\text{C}$ ), что позволяет получить изменение опорного напряжения не более чем на  $0,12\%$ . Эталоном времени в системе управления является период колебаний кварцевого резонатора микропроцессора. Кварцевый резонатор обладает достаточно высокими характеристиками и, как правило, обеспечивает стабильность частоты не хуже  $5 \cdot 10^{-5}\%$ .

Поскольку множество известной величины, полученной путем квантования эталонной величины *дискретно*, то и соответствие с множеством измеряемой

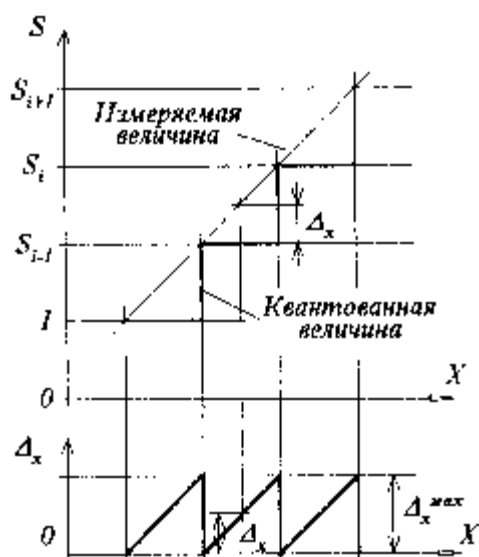


Рис. 8.2.5 Зависимость погрешности квантования от измеряемой величины.

величины не может быть однозначным, а следовательно, результат измерения, определяемый неравенством  $S_{i-1} \leq U \leq S_i$  так же дискретен. Эта важная особенность процесса измерения заставляет рассматривать погрешность измерения как результирующую трех погрешностей: систематической, случайной и *погрешности квантования*. Под погрешностью квантования  $\Delta x$  при измерении будем понимать разность между результатом измерения, полученным измерительной системой с заданным количеством уровней квантования и измерительной системой, в которой количество уровней квантования бесконечно. Величины систематической и случайной погрешности, при измерении, определяются как физическими свойствами измерительной системы, погрешностью и стабильностью эталонной величины, характеристиками электрических цепей

участвующих в измерении, так и погрешностью квантования, зависящей от шага квантования измеряемой величины  $\Delta S = S_i - S_{i-1}$  (Рис. 8.2.5). Выбор шага квантовании измеряемых и управляющих величин зависит от многих факторов, в частности от соотношения систематической и случайной погрешности измерения и реализации, вносимой датчиками и исполнительными устройствами, применения различного рода фильтров в процессе обработки информации в системе управления, характера описания данных в алгоритме управления и так далее.

На первый взгляд, уменьшение шага квантования целесообразно до тех пор, пока погрешность квантования не станет меньше погрешности, вносимой датчиками и исполнительными устройствами. Однако, не смотря на то, что погрешности датчиков и исполнительных устройств превышают необходимые погрешности реализации регулировок двигателя, они могут быть скомпенсированы применением различного рода обратных связей и косвенными измерениями. Поэтому, выбор шага квантования измеряемых и реализуемых параметров управления должен быть проведен на основании критерия, характеризующего величину вносимой тем или иным действием погрешности в *конечные показатели* процесса управления. Сформулировав этот критерий как требование того, что *погрешность, вносимая любой из процедур обработки информации в системе управления связанная квантованием должна быть существенно меньше требуемой погрешности реализации регулировок двигателя*  $\Delta S \ll \Delta_d$  можно определить не только требуемый шаг квантования при измерении сигнала любого из датчиков и шаг квантования сигналов управления исполнительными устройствами, но и определить оптимальные характеристики любой процедуры,

выполняемой в процессе управления. Данный

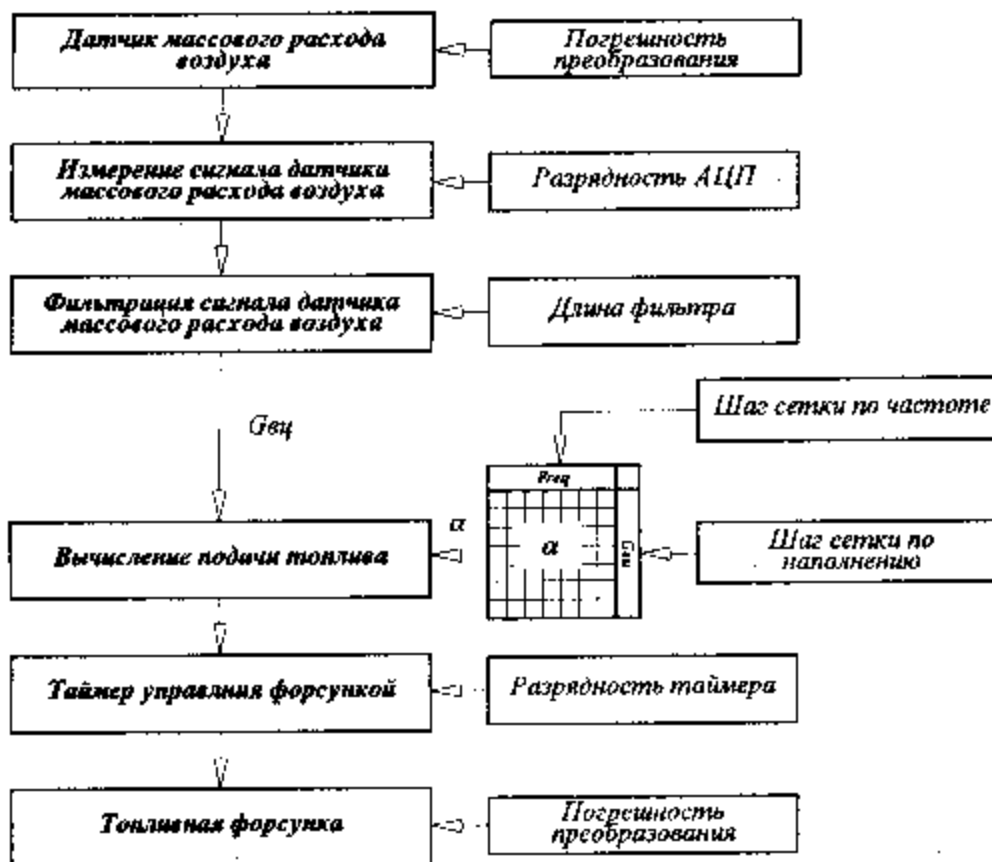


Рис. 8.2.6 Метрологическая модель системы управления применяемая при расчете параметров системы управления участвующих в управлении подачи топлива.

критерий позволяет сформулировать и требования к форме представления информации в системе управления рабочим процессом двигателя: регулировок двигателя и калибровок системы управления.

Решить задачу выбора и оптимизации характеристик системы управления, возможно применив методы численного моделирования, используя при исследовании метрологическую модель системы управления рабочим процессом двигателя, а в качестве аргументов модели, те или иные метрологические характеристики ее компонентов и алгоритма. Применив критерии минимальной погрешности можно оптимизировать характеристики системы управления в условиях, достаточно приближенных к реальным, моделируя систематические - и случайные погрешности, свойственные датчикам и исполнительным устройствам. Пример метрологической модели системы управления, применяемой для определения параметров системы управления участвующих в вычислении величины подачи топлива, показан на Рис.8.2.6. Задавая режимную точку работы двигателя,

Оптимизируемый параметр	Величина
Разрядность АЦП (в том числе датчика массового расхода воздуха)	8
Дискретность представления частоты вращения коленчатого вала	10 (40) мин <sup>-1</sup>
Дискретность системного времени	8 мкс
Длина фильтра сигнала датчика массового расхода воздуха	30
Разрядность представления Gвц	12
Разрядность представления α	9
Разрядность представления Gпл	12
Дискретность таймера управления форсункой	8 мкс
Дискретность представления УОЗ	0,5 град. п.к.в.

Рис. 8.2.7 Оптимальные параметры системы управления.



характеристики имеющихся датчиков и исполнительных устройств и изменяя параметры вычислительных процедур алгоритма управления можно определить требуемые характеристики применяемых фильтров и оптимизировать дискретность представления информации в системе управления. Результаты оптимизации параметров системы управления рабочим процессом бензинового двигателя показаны на Рис. 8.2.7. Можно видеть, что в реальных условиях, при существующих характеристиках датчиков и исполнительных устройств, повышение разрядности представления информации в системе управления выше 12 двоичных разрядов не приводит к повышению метрологических характеристик системы управления. Более того, для датчика массового расхода воздуха разрядность АЦП более 8 так же избыточна.

Существенно уменьшить объем хранимой в системе управления информации, и в частности информации описывающей регулировки двигателя, можно оптимизировав содержание и характеристики сетки таблиц регулировок. Рассмотрим подход к решению этой задачи на примере выбора параметров сетки таблицы, описывающей подачу топлива в зависимости от положения режимной точки. Очевидно, что чем меньше диапазон изменения параметра содержащегося в таблице и чем ближе к линейной зависимость его изменения от положения в сетке таблицы, тем меньше его погрешность квантования при заданной размерности представления данных, то есть:

$$\Delta_x \rightarrow \min, \text{ при } \begin{cases} F(x_i, y_j) - F(x_{i-1}, y_j) \rightarrow \text{const} \\ F(x_i, y_j) - F(x_i, y_{j-1}) \rightarrow \text{const} \\ F(x_n, y_n) - F(x_0, y_0) \rightarrow \min \end{cases}$$

Где:  $\Delta_x$  - погрешность квантования;

$F(x_i, y_j)$  - значение параметра в таблице с координатами  $x_i, y_j$ ,



Рис. 8.2.7 Тарифовая зависимость частоты вращения коленчатого вала от положения в сетке таблицы.

Анализируя параметры, которыми могут быть описаны регулировки топлива по топливоподаче, можно прийти к выводу, что минимальную погрешность квантования обеспечивает описание регулировок, определяющих подачу топлива, в виде состава смеси. Действительно, диапазон изменения состава смеси, описываемый в таблице, не

превышает 1.55 при изменении состава смеси от  $a=0.9$  до  $a=1.4$ , в тоже время, при описании регулировок, определяющих подачу топлива в виде цикловой подачи или длительности впрыска, диапазон изменения регулировки в пределах таблицы достигает 10, то есть в 6.5 раз больше. При той же погрешности квантования, такая форма описания требует объема памяти для хранения описания регулировок, как минимум в четыре раза больше.

Конечно, не представляется возможным выбирать шаг сетки таблиц описания регулировок в соответствии с особенностями каждой конкретной регулировки. Однако, обобщая имеющиеся данные можно утверждать, что во всех случаях, за исключением зависимостей регулировок от частоты вращения коленчатого вала, оптимальными являются линейные зависимости. Для частоты вращения коленчатого вала оптимальной будет логарифмическая зависимость шага сетки таблицы от текущей величины шага, выбранная из условия:

$$\frac{n_i - n_{i-1}}{n_i} = const$$

Где:  $n_i$  - значение частоты вращения коленчатого вала в сетке частот;  
 $n_i - n_{i-1}$  - шаг сетки частот вращения коленчатого вала.

Применение такого рода зависимости, позволяет практически во всех случаях, получить минимальные градиенты изменения регулировок рабочего процесса двигателя по частоте вращения коленчатого вала двигателя и следовательно, минимизировать погрешности квантования связанные с формой описания регулировок двигателя.

### 8.3 Способы улучшения метрологических характеристик системы управления рабочим процессом двигателя.

Результаты анализа метрологических характеристик имеющихся датчиков и исполнительных устройств системы управления рабочим процессом двигателя и их сопоставления с требованиями к точности реализации регулировок рабочего процесса приводят к выводу, что без применения мероприятий по снижению погрешности реализации регулировок рабочего процесса, требуемые показатели двигателя, а следовательно, и автомобиля не могут быть достигнуты. Это касается прежде всего управления подачей топлива и цикловым наполнением и связано с высокой погрешностью преобразования датчиков и исполнительных устройств.

В том случае, когда погрешности отдельных измерений параметров двигателя независимы и имеют одну и ту же дисперсию, а это требование практически всегда выполняется в реальных условиях, то среднее значение, как сумма случайных величин

$$\Delta \bar{\theta}_p \approx \sum_{i=1}^m \frac{1}{m} \cdot \Delta \theta_i$$

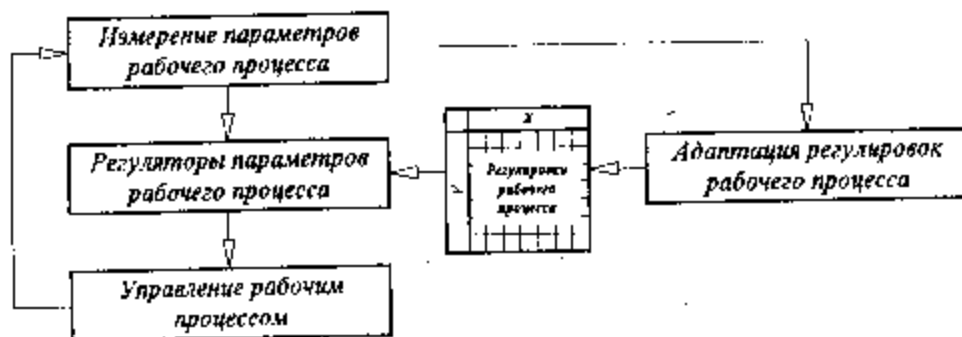
имеет дисперсию  $\sigma^2$  в  $m$  раз меньшую, то есть:

$$\sigma_m^2 = \sum_{i=1}^m \frac{1}{m^2} \cdot \sigma_i^2 = \frac{1}{m} \cdot \sigma_i^2$$

Где:  $m_i$  - количество замеров в выборке;

Это свойство погрешности широко используется в фильтрах различного рода, применяемых при обработке сигналов, что позволяет свести к приемлемому уровню долю случайной погрешности при обработке информации в том или ином звене системы управления. Поэтому усилия по улучшению метрологических характеристик системы управления должны быть направлены, прежде всего, на компенсацию систематической погрешности датчиков и исполнительных устройств, включая и погрешности, вызванные изменением условий эксплуатации автомобиля. В простейшем случае таким методом может быть введение в алгоритм управления *компенсаторов*, позволяющих корректировать передаточные функции системы управления вручную, из вне системы управления, при техническом обслуживании автомобиля. Примером такого рода устройств является *потенциометр регулировки СО*, предназначенный для коррекции передаточной функции системы управления по топливоподаче путем управления коэффициентом коррекции топливоподачи и применяемый в системах управления рабочим процессом двигателя не укомплектованных  $\lambda$ -зондом. Недостатком такого подхода является невозможность обеспечить погрешность реализации регулировок рабочего процесса двигателя на достаточно продолжительном отрезке времени. Кроме этого, нелинейная зависимость изменения коэффициента коррекции топливоподачи от положения режимной точки, требует применения, как минимум, двух различных коэффициентов для различных зон режимной области. Это связано с необходимостью коррекции топливоподачи в зоне малых цикловых наполнений, для компенсации утечек воздуха во впускную систему не регистрируемых датчиком массового расхода воздуха и необходимостью коррекции в зоне больших наполнений, вызванной погрешностью преобразования самого датчика

массо  
вого  
расхода и  
топливных  
форсунок.  
Очевидно,  
что исполь-  
зование  
различного  
рода кор-  
рекций,  
вводимых  
вручную,

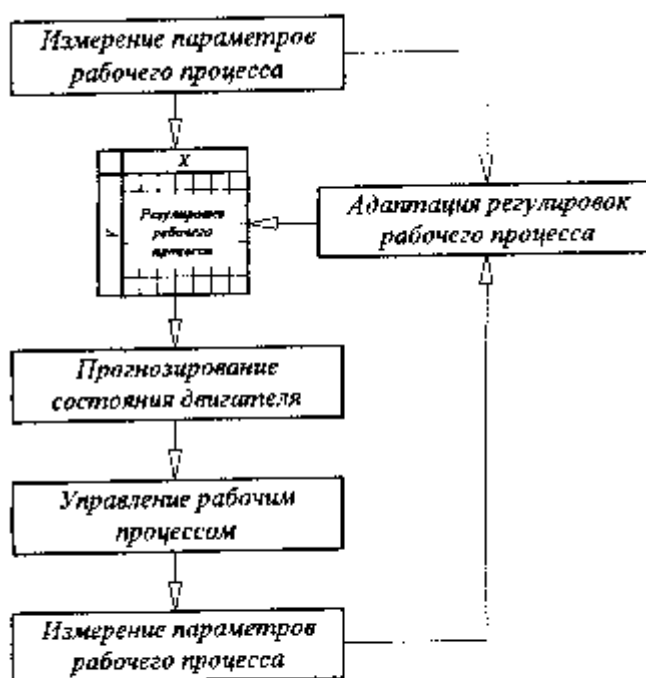


*Рис. 8.3.1 Адаптация регулировок рабочего процесса по результатам работы регуляторов параметров рабочего процесса двигателя.*

не позволяет достичь высоких показателей автомобиля, так как по мере ужесточения ограничений на токсичность выбросов автомобиля, число необходимых коррекций постоянно растет, а необходимые интервалы между коррекциями сокращаются.

Современные алгоритмы, применяемые в системах управления рабочим процессом бензинового двигателя, используют несколько способов управления, отличающиеся статическими и динамическими характеристиками. Можно утверждать, что в основе большинства применяемых алгоритмов управления лежит программный способ управления, что связано с необходимостью обеспечить высокое быстродействие системы управления рабочим процессом двигателя. Однако такой способ управления требует, для обеспечения допустимой погрешности реализации регулировок рабочего процесса, постоянной корректировки программно определенных передаточных функций. Введение в контур управления ПИД или других типов регуляторов значительно снижает погрешности управления, однако только в условиях относительной стационарности положения режимной точки и управляющих параметров. Улучшить качество работы регуляторов, при нестационарном положении режимной точки, позволяет применение комбинированного управления, то есть такого управления, при котором параметры регуляторов определяются не только результатами их работы, но и изменяются программно, в соответствии с изменением положения режимной точки.

Однако основным направлением развития современных систем управления рабочим процессом бензинового двигателя является реализация адаптивного управления, сочетающего преимущества программного управления и управления с использованием регуляторов и позволяющего минимизировать систематические погрешности реализации регулировок системой управления рабочим процессом двигателя, как в установившихся так и не установившихся условиях работы двигателя. Адаптивное управление - это программное или комбинированное управление, при котором данные, используемые в программном управлении, и параметры регуляторов



*Рис. 8.3.2 Адаптация регулировок рабочего процесса по результатам непосредственного измерения параметров управления.*

Однако основным направлением развития современных систем управления рабочим процессом бензинового двигателя является реализация адаптивного управления, сочетающего преимущества программного управления и управления с использованием регуляторов и позволяющего минимизировать систематические погрешности реализации регулировок системой управления рабочим процессом двигателя, как в установившихся так и не установившихся условиях работы двигателя. Адаптивное управление - это программное или комбинированное управление, при котором данные, используемые в программном управлении, и параметры регуляторов

корректируются по результатам анализа работы регуляторов и результатов непосредственного измерения параметров системы управления. При этом в отличие от простой обратной связи, при адаптивном управлении результаты анализа передаточных характеристик системы управления, полученные в процессе регулирования или непосредственного измерения, используются для коррекции не только в текущей режимной точке, но и в пространственных и временных окрестностях области, где они были получены.

Эти особенности обуславливают большое разнообразие вариантов адаптивного управления но, тем не менее, в настоящее время можно выделить два основных вида адаптивного управления, различающихся способом получения исходной информации. В первом случае (Рис. 8.3.1), коррекция регулировок рабочего процесса производится на основании информации полученной в результате работы того или иного регулятора параметров рабочего процесса. К этому случаю относится: адаптация передаточного коэффициента топливоподачи на основании анализа результатов работы  $\lambda$ -регулятора; адаптация регулировок угла опережения зажигания на основании анализа результатов работы регулятора угла опережения зажигания по детонации; адаптация передаточного коэффициента регулятора циклового наполнения на основании анализа результатов работы регулятора частоты вращения коленчатого вала по цикловому наполнению. Ко второму случаю относится адаптация регулировок рабочего процесса производимая на основании анализа замера отклика параметров рабочего процесса двигателя при изменении регулировок в цикле управления, либо полученную путем сопоставления прогнозируемого и действительного состояния двигателя (Рис. 8.3.2). В качестве примера такого рода адаптации можно привести коррекцию управления подачей топлива на пуске путем анализа показателей рабочего процесса по ускорению частоты вращения коленчатого вала, адаптацию коэффициента барометрической коррекции на основании измерения циклового наполнения в области корректной работы датчика массового расхода воздуха, адаптацию динамического коэффициента коррекции циклового наполнения.

- 
- Требования к метрологическим характеристикам системы управления рабочим процессом двигателя могут быть сформированы на базе анализа зависимостей показателей двигателя от изменения его регулировок
  - Погрешность реализации регулировки рабочего процесса двигателя считается допустимой, если изменение показателей двигателя при реализации любой из регулировок в пределах заданной погрешности, не вызывает отклонения показателей двигателя на величину больше заданного значения.
  - Погрешности реализации регулировок рабочего процесса включают несколько составляющих, определяемых этапами обработки информации в процессе управления. Это погрешности преобразования, погрешности измерения, погрешности вычисления и погрешности квантования, причем последние относятся как к процедурам измерения и реализации, так и непосредственно к вычислительным процедурам.
  - Погрешность преобразования датчика это разность между действительной величиной выходного сигнала датчика, являющейся результатом преобразования эталонной физической величины и величиной выходного сигнала, определенной для этого же значения эталонной физической величины по его передаточной характеристике расчетным путем.
  - Под погрешностью квантования при измерении следует понимать разность между результатом измерения, полученным измерительной системой с заданным количеством уровней квантования и измерительной системой, в которой количество уровней квантования бесконечно.
  - Выбор шага квантования измеряемых и реализуемых параметров управления должен быть проведен на основании критерия, характеризующего величину

вносимой тем или иным действием погрешности в конечные показатели процесса управления.

- Комбинированное управление, это способ управления при котором параметры регуляторов определяется не только результатами их работы, но и изменяется программно, в соответствии с изменением с положения режимной точки.
- Адаптивное управление - это программное или комбинированное управление, при котором данные, используемые в программном управлении, и параметры регуляторов корректируются по результатам анализа работы регуляторов и результатов непосредственного измерения параметров системы управления.



### АДАПТАЦИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

#### 9.1 Задачи и цели адаптации.

Автомобильная промышленность является отраслью, в которой происходит постоянное обновление выпускаемой продукции. Но, тем не менее, несмотря на разнообразие выпускаемых моделей автомобилей, конфигурация систем управления рабочим процессом двигателя, то есть набор применяемых датчиков и исполнительных устройств, изменяется от модели к модели незначительно. Качественные изменения конфигурации систем управления рабочим процессом происходят, лишь под давлением факторов связанных с законодательными требованиями об улучшении экологических показателей автомобилей. Такое положение дел не могло не отразиться и на процессе создания систем управления рабочим процессом двигателя, который начинается с анализа требований к экологическим показателям автомобиля.

В зависимости от уровня требований, предъявляемых к экологическим показателям автомобиля, на основании анализа прототипов, определяется необходимый набор датчиков и исполнительных устройств, а если двигатель только проектируется, то и его конструкция. Все двигатели, независимо от их конструкции работают по одним принципам, имеют весьма близкие характеристики. Поэтому, в настоящее время нет необходимости создавать алгоритм управления для каждого двигателя с нуля и в большинстве случаев, в качестве прототипа, используются существующие алгоритмы, реализованные в программном обеспечении имеющихся блоков управления. Естественно, что сказанное не распространяется на регулировки рабочего процесса двигателя, которые являются уникальными для каждой модели двигателя, так как целиком определяются его конструкцией и условиями эксплуатации автомобиля, на который он установлен.

Для проведения работ по калибровке и выбору регулировок системы управления рабочим процессом двигателя, называемых *адаптацией*, в настоящее время широко применяются инженерные версии систем управления рабочим процессом двигателя. Инженерная версия системы управления рабочим процессом это вариант системы управления рабочим процессом двигателя принятой конфигурации, позволяющий оператору выбирать текущий алгоритм управления и управлять регулировками и параметрами рабочего процесса в процессе его работы, а так же формировать и передавать на внешние устройства информацию о состоянии двигателя.



Рис. 9.1.1 Структура адаптационного комплекса.

Инженерная версия системы управления рабочим процессом является составной частью комплекта специализированного оборудования называемого адаптационным комплексом, который позволяет оператору интерактивно взаимодействовать с системой управления рабочим процессом двигателя. Основными компонентами адаптационного комплекса являются: инженерный блок управления; устройство согласования, предназначенное для электрического и логического согласования инженерного блока управления и ПК; ПК и программное обеспечения позволяющее контролировать и

управлять системой управления рабочим процессом двигателя. Ядром адаптационного комплекса является дополнительная аппаратура и набор программ установленных в инженерном блоке управления и ПК, позволяющие решать ряд задач возникающих в процессе выполнения работ адаптации системы управления рабочим процессом двигателя:

- осуществлять хранение, редактирование и загрузку в систему управления рабочим процессом наборов данных описывающих регулировки двигателя и управляющих выполнением алгоритма управления рабочим процессом,
- индцировать и фиксировать и представлять в удобной форме константы и переменные, характеризующие состояние системы управления рабочим процессом и используемые в алгоритме управления;
- осуществлять управление с клавиатуры ПК константами, переменными и непосредственно исполнительными механизмами системы управления рабочим процессом двигателя во время его испытаний;
- создавать загрузочные модули программного обеспечения и программировать ПЗУ блока управления;

Рассмотрим этапы проведения адаптации системы управления рабочим процессом двигателя. *Адаптация системы управления рабочим процессом начинается с калибровки измерительных каналов системы управления.* Выбор передаточных коэффициентов измерительных каналов и представления физических величин в разрядной сетке микропроцессора осуществляется на стадии разработки блока управления и алгоритма работы системы управления рабочим процессом двигателя и, как правило, не требует изменения при калибровке. Однако, в случае применения косвенных методов измерения, когда измеряемая физическая величина является функцией более чем одного параметра, связь этих параметров и измеряемой величины должна быть описана для каждого конкретного случая, так как характер этой связи определяется конкретной конструкцией двигателя и его системы управления. В качестве примера косвенных методов измерения можно привести способ измерения циклового наполнения при применении в системе управления рабочим процессом датчика абсолютного давления во впускной системе, когда величина циклового наполнения является функцией трех параметров: абсолютного давления во впускной системе двигателя, частоты вращения коленчатого вала и температуры поступающего в двигатель воздуха или определение циклового наполнения как функции положения дроссельной заслонки и частоты вращения коленчатого вала, используемого в алгоритме барометрической коррекции и при обработке аварийных ситуаций.

После того как все измерительные каналы системы управления рабочим процессом откалиброваны, то есть, достигнуто соответствие между измеряемыми физическими величинами и их представлением, должна быть выполнена *калибровка каналов управления*, то есть определено соответствие между представлением параметров, реализуемой системой управления рабочим процессом и их реальными физическими величинами. Это более сложная задача, чем калибровка измерительных каналов, так как в часто существует взаимное влияние параметров управления друг на друга, что требует проведения нескольких итераций при калибровке. В качестве примера рассмотрим калибровку канала подачи топлива. Калибровка этого канала заключается в выборе передаточных коэффициентов форсунки, характеризующих ее статическую и динамическую (в зависимости от напряжения в бортовой сети автомобиля) производительность и поправочного коэффициента, определяемого положением режимной точки и связанного с величиной фазы впрыска. Поскольку, на этапе калибровок, фаза впрыска может быть выбрана только на основании общих соображений, то это приводит к необходимости возвращаться к калибровке канала топливоподачи в дальнейшем в процессе адаптации.

Необходимость уточнения выбранных калибровок по ходу выполнения адаптационных работ является общим правилом для большинства каналов управления.

Следует заметить, что калибровка измерительных каналов и каналов управления должна проводиться с помощью эталонов и измерительных приборов, имеющих погрешность измерения меньше чем допустимая погрешность реализации параметров

управления рабочим процессом двигателя, так как именно эти параметры являются определяющими для системы управления рабочим процессом двигателя.

Завершение калибровки измерительных каналов и каналов управления системы управления рабочим процессом двигателя позволяет перейти к следующему этапу адаптационных работ, выбору статических регулировок двигателя. Основой для выбора статических регулировок двигателя является набор регулировочных характеристик двигателя, полученных при его стендовых испытаниях. Используя адаптационный комплекс, набор регулировочных характеристик проецируется в таблицы описания регулировок двигателя. Поскольку данные, описанные регулировочными характеристиками двигателя, требуют дополнительной экстраполяции и интерполяции при создании таблиц описания регулировок, а требования к этим процедурам не всегда могут быть формализованы в необходимом объеме, то эти операции часто выполняются вручную. При выполнении этой работы значительную помощь оказывает наличие в программном обеспечении адаптационного комплекса функции графического представления и редактирования данных, позволяющей не только наблюдать, но и редактировать данные в графической форме. Эта часть процедуры выбора регулировок проводится без использования моторного стенда, однако по ее завершению весь набор статических регулировок должен быть загружен в инженерный блок управления и произведена его проверка на соответствие исходным регулировочным характеристикам, путем снятия регулировочных и скоростных характеристик двигателя. Ввиду того, что регулировочные характеристики двигателя позволяют объективно выбрать только экстремальные регулировки двигателя, обеспечивающие выполнение критериев связанных с его эффективными показателями, то корректировка регулировок двигателя связанная с ограничением токсичности выбросов и ездовыми качествами должна быть проведена в дальнейшем.

Особое место занимает выбор регулировок рабочего процесса двигателя на режиме ПУСК и при прогреве двигателя. Это связано с неустановившимся характером работы двигателя при пуске и прогреве, не позволяющим получить регулировочные характеристики двигателя в классической форме, а также с большой трудоемкостью восстановления начальных условий для пуска и прогрева. Поэтому, выбор регулировок двигателя в этих условиях возможен только путем применения итерационных процедур, базирующихся на анализе записей параметров двигателя при пуске и прогреве, получение которых так же является функцией адаптационного комплекса.

Переход к этапу выбора динамических регулировок предусматривает автономное управление рабочим процессом двигателя его системой управления и к этому моменту выбор исходных статических регулировок рабочего процесса двигателя должен быть завершен. Большинство динамических регулировок рабочего процесса двигателя связаны теми или иными зависимостями с характером изменения положения дроссельной заслонки двигателя и требуют применения весьма сложных процедур адаптации. Сформулируем общие принципы, используемые при выборе динамических регулировок. Методика проведения таких работ заключается в следующем: задается циклическое изменение положения дроссельной заслонки, и постоянная частота вращения коленчатого вала двигателя соответствующая положению режимной точки для которой выбираются регулировки. Производится измерение и запись показателей двигателя и параметров рабочего процесса, на основании которой вводятся те или иные изменения в динамические регулировки рабочего процесса. Применение, где это возможно, стробоскопических методов измерений позволяет значительно повысить их чувствительность, однако не является обязательным. В том случае, когда динамические регулировки описывают поведение системы управления рабочим процессом, обусловленное изменением положения режимной точки, при постоянном положении дроссельной заслонки, например при входе режим ОМЧВ по частоте вращения коленчатого вала, задается циклическое изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя. Регулировки рабочего процесса двигателя, описывающие работу регуляторов системы управления рабочим процессом, также должны быть выбраны при испытаниях двигателя в условиях моторного стенда. При этом следует уделить особое внимание характеру поведения регуляторов при неустановившемся состоянии

двигателя, моделируя его на моторном стенде.

Заключительным этапом адаптационных работ, проводимом на моторном стенде, является контроль показателей двигателя, проводимый на нескольких образцах двигателей собранных из деталей и узлов, изготовленных по верхней и (или) по нижней границе допуска. Естественно, что в данном случае речь идет о производственных допусках, так или иначе влияющих на показатели двигателя, например, о допуске на объем камеры сгорания или о допуске на геометрические размеры деталей, определяющие механические потери двигателя. В случае необходимости, регулировки рабочего процесса двигателя уточняются и должны быть подтверждены после проведения контрольных испытаний.

Следующие два этапа адаптации системы управления рабочим процессом двигателя, направленные на уточнение регулировок рабочего процесса, определяющих токсичность автомобиля и его ездовые качества, проводятся при работе двигателя в составе автомобиля. Однако и эти испытания завершаются контролем показателей двигателя на моторном стенде. Анализ изменения положения режимной точки при движении автомобиля по ездовому циклу и сопоставление этих данных с показателями токсичности выбросов, позволяет определить зоны режимной области и изменение их положения в зависимости от состояния двигателя, определяющие количество тех или иных составляющих токсичных выбросов. Такие данные позволяют внести корректировки в регулировки рабочего процесса, направленные на ограничение токсичности выбросов при прогреве двигателя и его работе при установившемся температурном состоянии, а оценка характеристик прогрева устройств, предназначенных для снижения токсичности выбросов и в частности  $\lambda$ -зонда и каталитического нейтрализатора, позволяют оптимизировать регулировки рабочего процесса, влияющие на условия их прогрева. Одновременно с адаптационными работами, направленными на выполнение ограничений на токсичные выбросы, во время этих этапов, должен проводиться контроль ездовых качеств автомобиля, так как регулировки, определяющие токсичность выбросов и ездовые качества автомобиля, тесно связаны.

Завершается процесс адаптации системы управления рабочим процессом двигателя эксплуатационными испытаниями, включающими зимние, летние и горные испытания. В процессе этих испытаний контролируются ездовые показатели автомобиля, эксплуатационный расход топлива, и пусковые качества двигателя и так далее. В случае успешного завершения этих испытаний, сопровождающегося выпуском пилотной серии образцов системы управления рабочим процессом, проводятся ресурсные испытания системы управления рабочим процессом двигателя в составе автомобиля, целью которых является подтверждение его экологических показателей в течение пробега, определяемого действующим стандартом.

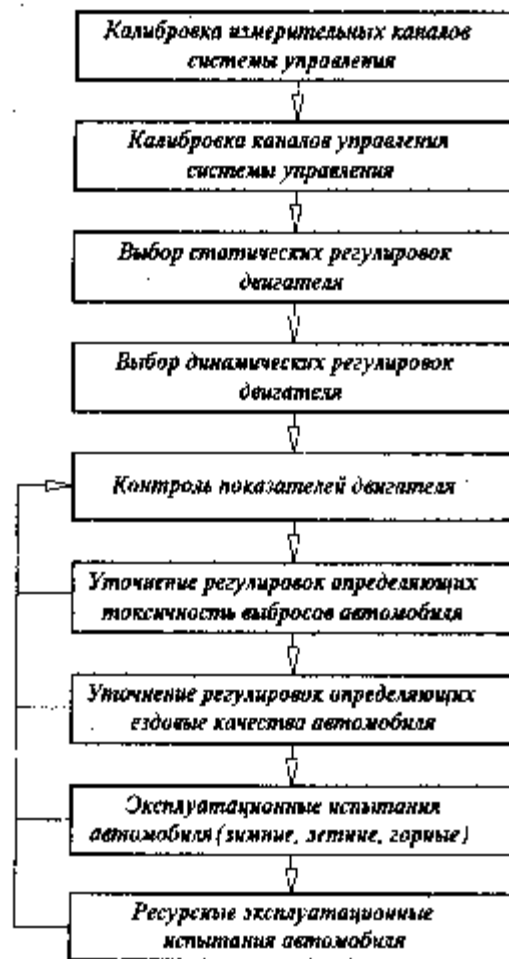


Рис. 9.1.2 Последовательность выполнения этапов адаптации системы управления рабочим процессом двигателя.

## 9.2 Пути улучшения экологических показателей автомобиля.

Постоянное ужесточение законодательных требований к экологическим, а в последнее время и энергетическим показателям автомобиля, вызывает необходимость непрерывного усовершенствования систем управления рабочим процессом бензинового двигателя. Успехи, достигнутые в создании алгоритмов, реализующих по цикловое управления рабочим процессом, практически исчерпали резервы снижения токсичности отработавших газов автомобиле с системами управления рабочим процессом, укомплектованных для выполнения норм ЕВРО II. Вместе с тем, дальнейшее ужесточение требований к токсичности выбросов автомобилей, как на момент их производства, так и при эксплуатации определило и основные направления дальнейшего развития систем управления рабочим процессом двигателя. В настоящее время таких направлений два, это разработка и реализация мероприятий направленных на дальнейшее снижение токсичности выбросов нового автомобиля и контроль состояния устройств снижающих токсичность выбросов в процессе эксплуатации автомобиля, так называемые требования к бортовой диагностике OBD II.

Анализ направлений развития систем управления рабочим процессом поршневого двигателя показывает, что дальнейшее снижение токсичности отработавших газов автомобиля, оснащенного поршневым бензиновым двигателем, можно достичь только на пути усовершенствования имеющихся и применения новых устройств регулирующих, состав отработавших газов, в сочетании с дальнейшим совершенствованием каталитических нейтрализаторов. Примером этой тенденции является применение в современных системах управления рабочим процессом двух новых исполнительных устройств: клапана рециркуляции с регулируемым сечением и компрессора вторичного воздуха, предназначенного для подачи воздуха в выпускную систему в фазе прогрева двигателя. Введение в систему управления рабочим процессом новых устройств, требует разработки способов управления рабочим процессом двигателя, использующих дополнительные возможности, предоставляемые новыми устройствами. Конечно, при этом широко применяются эвристические методы, однако, используя системный подход, можно сформулировать основные этапы этого процесса. Процесс создания нового способа управления начинается с формулировки проблемы, которую необходимо решить в конкретном случае. Сформулировать проблему позволяет проведение детальных исследований объекта, то есть двигателя и исполнительного устройства или датчика: их свойств, характеристик, особенностей взаимодействия, влияния условий эксплуатации и так далее. Это позволяет определить способы и формализовать алгоритмы, приводящие к решению проблемы. Реализация этих алгоритмов в программном обеспечении системы управления рабочим процессом, проведение адаптации и испытание двигателя и автомобиля с новой системой управления его рабочим процессом показывают, насколько успешными были принятые решения.

---

- Дальнейшее снижение токсичности отработавших газов автомобиля, оснащенного поршневым бензиновым двигателем, можно достичь только на пути усовершенствования имеющихся и применения новых устройств регулирующих состав отработавших газов в сочетании с дальнейшим совершенствованием каталитических нейтрализаторов.

- Адаптацией системы управления рабочим процессом двигателя называются работы по калибровке и выбору регулировок системы управления рабочим процессом двигателя.



## *Литература*

1. В.И.Сильянов, Теория транспортных потоков в проектировании дорог и организации движения, М., «Транспорт», 1977.
2. К.Ю. Остром, Введение в стохастическую теорию управления, М., «Мир», 1973.
3. Под редакцией М.С. Ховаха, Автомобильные двигатели, М., «Машиностроение», 1977.
4. Под редакцией Н.Х. Дьяченко; Теория двигателей внутреннего сгорания, Л., «Машиностроение», (Ленинградское отделение), 1974.
5. Под общей редакцией В.Н.Юрьева, в 2-х томах, Теплотехнический справочник, т. 2, М., «Энергия», 1976.
6. Бусленко Н.П., Калашников В.В., Коваленко И.Н. Лекции по теории сложных систем М., «Советское радио», 1973.
7. В.И. Дмитриев, Прикладная теория информации, М. «Высшая школа», 1989
8. Гирявец А.К., Наджаров С.Г., Муравлев В.В. Патент РФ № 2059080 от 03.11.1994, «Способ бортовой диагностики каталитического нейтрализатора отработавших газов транспортного двигателя внутреннего сгорания».
9. Гирявец А.К., Муравлев В.В. Патент РФ № 9403079 2/06/0330440 от 17.08.1994, «Способ выявления детонации в двигателе внутреннего сгорания с искровым зажиганием».
10. П.В. Куропаткин, Теория автоматического управления, М. «Высшая школа», 1973.