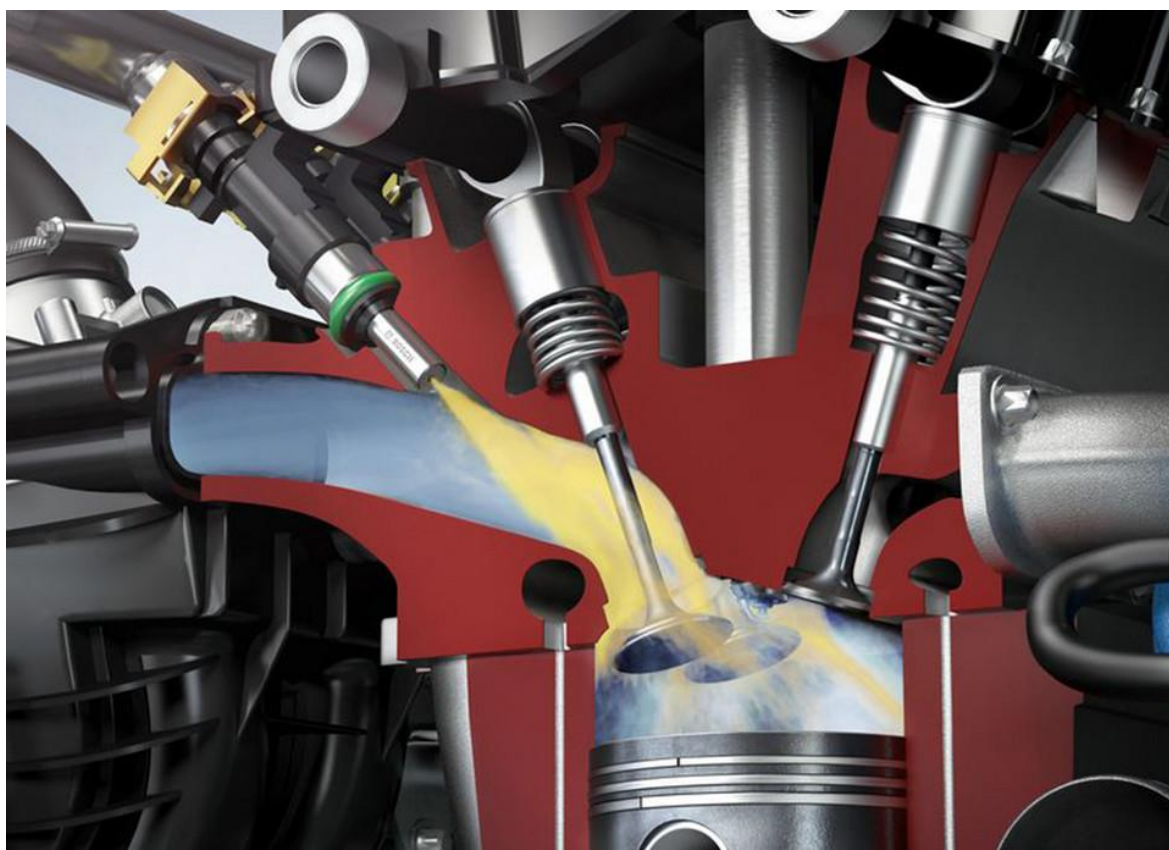


**Владимирский государственный университет**

**С. Г. Драгомиров М. С. Драгомиров**

**ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ВНЕШНЕГО  
СМЕСООБРАЗОВАНИЯ В АВТОМОБИЛЬНЫХ  
ДВИГАТЕЛЯХ С ВПРЫСКОМ БЕНЗИНА**

**Монография**



**Владимир 2022**

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

С. Г. ДРАГОМИРОВ М. С. ДРАГОМИРОВ

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ВНЕШНЕГО  
СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ  
В АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ  
С ВПРЫСКОМ БЕНЗИНА

Монография

*Электронное издание*



Владимир 2022

ISBN 978-5-9984-1352-0

© ВлГУ, 2022

© Драгомиров С. Г.,

Драгомиров М. С., 2022

УДК 621.43.038

ББК 31.365

Рецензенты:

Доктор технических наук, доцент  
специалист по сертификации  
АО «Камешковский механический завод»  
*А. Р. Кульчицкий*

Кандидат технических наук, доцент  
доцент кафедры автомобильного транспорта  
Владимирского государственного университета  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых  
*М. Ю. Баженов*

**Драгомиров, С. Г.** Интенсификация внешнего смесеобразования в автомобильных двигателях с впрыском бензина [Электронный ресурс] : монография / С. Г. Драгомиров, М. С. Драгомиров ; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2022. – 214 с. – ISBN 978-5-9984-1352-0. – Электрон. дан. (4,79 Мб). – 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM). – Систем. требования: Intel от 1,3 ГГц ; Windows XP/7/8/10 ; Adobe Reader ; дисковод DVD-ROM. – Загл. с титул. экрана.

Содержит итоги комплекса фундаментальных исследований и опытно-конструкторских работ, проведенных авторами на кафедре тепловых двигателей и энергетических установок Владимирского государственного университета им. А. Г. и Н. Г. Столетовых и направленных на совершенствование организации внешнего смесеобразования в автомобильных двигателях с впрыском бензина.

Может быть полезна научным работникам, преподавателям и студентам вузов соответствующих направлений подготовки.

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС ВО.

Табл. 5. Ил. 83. Библиогр.: 334 назв.

ISBN 978-5-9984-1352-0

© ВлГУ, 2022  
© Драгомиров С. Г.,  
Драгомиров М. С., 2022

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
Глава 1. ПРОБЛЕМЫ ВНЕШНЕГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ И ВОЗМОЖНЫЕ ПУТИ ИХ РЕШЕНИЯ .....	7
1.1. Краткая характеристика современного этапа развития автомобильных двигателей .....	7
1.2. Эволюция систем топливоподачи автомобильных бензиновых двигателей.....	10
1.3. Общая характеристика и особенности процессов смесеобразования при впрыске топлива.....	18
1.4. Анализ способов совершенствования внешнего смесеобразования при впрыске топлива.....	35
1.5. Перспективные направления развития внешнего смесеобразования .....	57
Глава 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В ПРЯМОТОЧНЫХ И ЗАКРУЧЕННЫХ ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКАХ .....	60
2.1. Характеристика прямоточных и закрученных течений.....	61
2.2. Особенности многофазных потоков .....	64
2.3. Процессы переноса в ламинарном пограничном слое дисперсно-кольцевых потоков.....	66
2.4. Процессы переноса в турбулентном пограничном слое дисперсно-кольцевого двухфазного потока .....	73
2.5. Моделирование массоотдачи в двухфазном потоке при прямоточном и закрученном движении фаз .....	80
Глава 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ПРОЦЕССОВ ИСПАРЕНИЯ ТОПЛИВА В РАЗЛИЧНЫХ ФИЗИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ .....	88
3.1. Аппаратура и методика исследования процессов массообмена в двухфазных прямоточных и закрученных потоках.....	88
3.2. Анализ результатов экспериментов по определению коэффициента массоотдачи движущейся топливной пленки .....	95

3.3. Взаимодействие диспергированной жидкости с нагретой поверхностью, образование и испарение топливной пленки .....	100
3.4. Методика и средства проведения исследования процесса испарения топлива при его впрыске на нагретую поверхность .....	103
3.5. Анализ результатов эксперимента .....	111
<b>Глава 4. РАЗРАБОТКА И РЕАЛИЗАЦИЯ КОНЦЕПЦИИ ПЛЕНОЧНО-ВИХРЕВОГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ .....</b>	<b>118</b>
4.1. Концепция пленочно-вихревого смесеобразования и обоснование конструктивных схем смесеобразующих устройств .....	118
4.2. Критерии оценки закрутки потока и газодинамические показатели закручивающих устройств.....	126
4.3. Методики и средства проведения исследований.....	137
4.4. Разработка образцов пленочно-вихревых смесительных камер .....	141
4.5. Экспериментальное определение газодинамических характеристик вихревых камер.....	142
4.6. Результаты стендовых моторных испытаний систем ЦВТ с пленочно-вихревыми смесительными камерами .....	149
4.7. Основы конструирования пленочно-вихревых смесительных камер .....	152
<b>Глава 5. СОЗДАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ РЕГУЛИРУЕМОГО ВИХРЕОБРАЗОВАНИЯ НА ВПУСКЕ ДВИГАТЕЛЯ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА ..</b>	<b>159</b>
5.1. Методика и оборудование для проведения исследований.....	159
5.2. Объекты исследования .....	162
5.3. Разработка устройства для регулируемого вихреобразования на впуске .....	163
5.4. Результаты моторных исследований и их анализ .....	171
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....</b>	<b>183</b>
<b>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....</b>	<b>185</b>
<b>СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....</b>	<b>210</b>
<b>СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ.....</b>	<b>213</b>

## ВВЕДЕНИЕ

Совершенствование смесеобразования в бензиновых двигателях для улучшения их основных показателей всегда являлось актуальной задачей. С появлением и широким распространением устройств топливоподачи более высокого технического уровня – систем впрыска топлива (СВТ) – проблемы совершенствования смесеобразования не потеряли своей актуальности в связи с постоянным повышением требований к экологическим и энергетическим показателям автомобильных двигателей.

Применение электронных СВТ позволило поднять организацию дозирования топлива на качественно новый уровень за счет электронного управления топливоподачей, в то время как технология смесеобразования часто оставалась на прежнем недостаточно высоком уровне, что накладывало ограничения на возможности дальнейшего улучшения экологических и энергетических показателей современных двигателей.

При внешнем смесеобразовании с применением схем центрального и распределенного впрыска топлива наиболее целесообразно обеспечение предельно возможной гомогенизации топливовоздушной смеси (ТВС). В идеальном случае процессы гомогенизации смеси должны завершаться в очень короткие промежутки времени в ограниченном пространстве: при центральном впрыске топлива (ЦВТ) – в смесительной камере блока топливоподачи до поступления смеси в зону разветвления впускного трубопровода, при распределенном впрыске топлива (РВТ) – в относительно коротких впускных каналах головки цилиндров до поступления ТВС в цилиндр. Однако из-за недостаточно высокой интенсивности протекания процессов смесеобразования при различных схемах впрыска топлива требуемая гомогенизация смеси не достигается.

Анализ современного уровня внешнего смесеобразования в двигателях с впрыском бензина показывает, что дальнейшее совершенствование процессов образования ТВС требует решения ряда важных задач, в частности:

- более полного выявления закономерностей испарения бензина при его впрыске на нагретую поверхность;

- развития теоретической базы для расчета массообменных процессов при взаимодействии топлива и воздуха;
- разработки научно обоснованных принципов конструирования смесеобразующих устройств для различных схем впрыска бензина;
- выявления и исследования новых высокоэффективных способов образования ТВС.

Даже частичное решение указанных задач позволит реализовать значительную долю имеющегося резерва повышения экологических и энергетических показателей автомобильных двигателей с впрыском топлива за счет рациональной организации и интенсификации процессов образования ТВС. Для более полного использования потенциала улучшения основных показателей двигателей за счет совершенствования смесеобразования при впрыске бензина необходимо также реализовать дополнительные возможности, предоставляемые средствами бортовой электронной автоматики для управления условиями образования ТВС в зависимости от режимов работы двигателя.

Таким образом, актуальной проблемой двигателестроения, от решения которой зависит дальнейшее улучшение экологических и энергетических показателей автомобильных двигателей с впрыском бензина, представляется выявление закономерностей образования ТВС и создание на этой основе высокоэффективных способов и устройств для интенсификации процессов внешнего смесеобразования.

Издание является итогом комплекса фундаментальных исследований и опытно-конструкторских работ, проведенных авторами на кафедре тепловых двигателей и энергетических установок Владимирского государственного университета им. А. Г. и Н. Г. Столетовых в период с 1991 по 2010 г. и направленных на совершенствование организации внешнего смесеобразования в автомобильных двигателях с впрыском бензина.

Не претендуя на полноту охвата всех проблем и вопросов внешнего смесеобразования, авторы надеются, что проведенные исследования могут стать основой новых идей и технических решений по совершенствованию образования топливовоздушной смеси при впрыске бензина.

# Глава 1

## ПРОБЛЕМЫ ВНЕШНЕГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ И ВОЗМОЖНЫЕ ПУТИ ИХ РЕШЕНИЯ

### 1.1. Краткая характеристика современного этапа развития автомобильных двигателей

За более чем 100-летний период развития поршневые автомобильные двигатели превратились из первых несовершенных образцов в сложные высокоэффективные конструкции, характеризующие уровень технического прогресса в мире. В последние годы совершенствование автомобильных двигателей идет постоянно ускоряющимися темпами, что обусловлено действием следующих основных факторов:

- применением в процессе проектирования, производства и испытания двигателей специализированных компьютерных систем;
- использованием бортовых микропроцессорных систем для комплексного управления различными физическими процессами, протекающими в двигателе;
- широким распространением высокоэффективных технологий и новых материалов при производстве двигателей.

В настоящее время автомобильный двигатель уже не является чисто механической системой с некоторыми электрическими (электронными) узлами и элементами. Более того, современный автомобильный двигатель не является уже и простым соединением механических и электронных элементов (узлов). Сегодня он представляет собой результат глубокого синтеза механики и электроники, т.е. то, что в настоящее время называют мехатронными системами, которые объединяют механические, электронные и информационные технологии.

Двигатель современного автомобиля имеет развитую электронную систему управления топливоподачей, зажиганием, антитоксичными устройствами, настройкой впускного трубопровода, фазами газораспределения, наддувом и др. При этом функции электроники постоянно расширяются и усложняются, включая электронное управление дроссельной заслонкой, термостатом, насосом системы охлаждения, степенью сжатия, нагнетателем наддувочного воздуха и т. п.



В соответствии с закономерностями системного развития технических объектов [1, 2], двигатель и в дальнейшем будет развиваться в составе автомобиля, полностью интегрируясь в его информационно-управляющую сеть. В ближайшем будущем мощность программного обеспечения системы управления двигателем будет важнее его собственной механической мощности.

Под влиянием угрозы истощения нефтяных ресурсов и постоянно ужесточающихся экологических требований к автомобильным двигателям, ведущие фирмы мира при создании новых моделей в качестве главных приоритетов принимают их высокую топливную экономичность и низкую токсичность отработавших газов (ОГ). Мощностные показатели ставятся сегодня лишь на третье место (исключение составляют двигатели спортивных автомобилей).

Несмотря на это, удельные мощностные показатели автомобильных дизелей и бензиновых двигателей непрерывно растут. Специальный статистический анализ данных ежегодных автокаталогов [3,4], показывает, что средневзвешенное значение литровой мощности  $N_l$  (кВт/л) бензиновых двигателей без наддува и дизелей с наддувом постоянно возрастает за период 1996...2010 гг. (рис. 1.1).

У бензиновых двигателей без наддува значения  $N_l$  за рассматриваемый период выросли с 43 до 53 кВт/л. А вот у бензиновых двигателей с наддувом средняя величина  $N_l$  оставалась практически постоянной - около 70 кВт/л, что, видимо, свидетельствует о достижении некоторого рационального предела по этому показателю у данного типа двигателей.

Наиболее заметный рост  $N_l$  наблюдался у дизелей с наддувом – от 31 кВт/л в 1996 г. до 50 кВт/л в 2010 г. А у безнаддувных дизелей увеличение  $N_l$  за этот период весьма незначительно - с 24 до 30 кВт/л.

По прогнозам специалистов фирмы *AVL* в первой четверти нового столетия бензиновые двигатели и дизели достигнут величин литровой мощности 70...80 и 50...60 кВт/л соответственно. Очевидно, что такие показатели предполагают наличие у двигателей наддува.

Основные показатели современных автомобильных бензиновых двигателей и дизелей приведены в табл.1.1, которая подготовлена с учетом результатов выполненной статистической обработки данных автокаталогов [3,4].

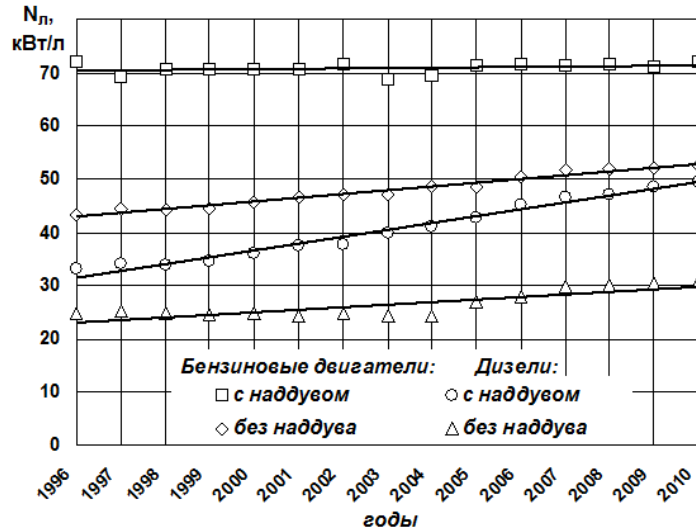


Рис. 1.1. Изменение средних значений литровой мощности  $N_{л}$  наддувных и безнаддувных вариантов бензиновых двигателей и дизелей в период 1996...2010 гг.

Таблица 1.1

Основные показатели современных автомобильных бензиновых двигателей и дизелей

Тип двигателя	$n_{ном.}, \text{мин}^{-1}$	$\varepsilon$	$P_e, \text{МПа}$	$N_{л}, \text{кВт/л}$	$G_{уд.}, \text{кг/кВт}$	$g_e, \text{г/(кВт}\cdot\text{ч)}$
Бензиновые двигатели						
без наддува	4500...7500	8...13	0,8...1,1	25...65	3...1	350...230
с наддувом	5000...7000	7...9	1,1...1,5	40...100	3...1	380...260
Дизели						
без наддува	3500...5000	20...24	0,7...0,9	16...36	5...3	320...220
с наддувом	3500...4500	19...23	0,9...1,2	24...46	4...2	290...220

Значения основных параметров и показателей различных типов двигателей (табл.1.1) являются результатом своеобразного «естественного отбора», произошедшего в ходе их эволюционного совершенствования.

## 1.2. Эволюция систем топливоподачи автомобильных бензиновых двигателей

Системы топливоподачи поршневых бензиновых двигателей прошли сложный путь развития [5-8]. Первые карбюраторы испарительного типа были крайне несовершенны и поэтому являлись временным техническим решением. Почти одновременно с ними появились системы механического впрыска бензина (начало 70-х годов XIX века). Они также имели ряд технических недостатков и принципиальных проблем, главной из которых являлась проблема регулирования дозирования топлива. При существовавшем тогда уровне развития науки и техники она не могла быть удовлетворительно решена, хотя попытки совершенствования механических СВТ продолжались вплоть до I мировой войны.

Поворотным пунктом в развитии систем топливоподачи бензиновых двигателей явилось создание в начале 90-х годов XIX века карбюратора распыливающего (эжекционного) типа (Д.Банки и Д.Чонка, В.Майбах, Г.Потворский), который благодаря своим преимуществам стал быстро совершенствоваться. По конструкции он был простым и надежным, поэтому СВТ того времени не могли конкурировать с ним. Дальнейшее развитие систем топливоподачи бензиновых двигателей пошло по пути совершенствования распыливающего карбюратора.

Интерес к СВТ периодически возобновлялся как в автомобилестроении, так и в авиации, что объясняется выявившимися определенными недостатками карбюраторов, успехами в производстве дизельной топливной аппаратуры, стремлением создать высокофорсированные двигатели специального назначения (гоночные, авиационные). Однако значительного практического применения механические СВТ в автомобилестроении получить не могли, в первую очередь, - из-за принципиальной неразрешимости проблемы регулирования подачи топлива с помощью механических систем.

Успешное развитие электроники в конце 50-х годов XX века создало предпосылки для использования в качестве регулирующих звеньев электронных устройств, которые открыли широкие возможности управления топливоподачей с использованием электромагнитных форсунок. Особенно благоприятные возможности для практической реализации электронного управления топливоподачей возникли

с появлением полупроводниковых приборов, а в дальнейшем, - интегральных микросхем.

В конце 50-х – начале 60-х годов работы по созданию электронных СВТ велись рядом фирм и предприятий, как за рубежом, так и в нашей стране. В результате были созданы работоспособные компоненты систем (топливные насосы, форсунки, датчики и др.), определены алгоритмы управления топливоподачей, выявлены особенности смесеобразования при впрыске топлива и др. В этот же период обрабатывались концептуальные решения организации впрыска бензина.

Этапным событием стал промышленный выпуск в 1967г. фирмой *R.Bosch* системы РВТ типа *D-Jetronic*, которая начала широко применяться на автомобилях ряда промышленно развитых стран. В дальнейшем производство электронных СВТ стало быстро расширяться. Электроника нашла в этой области эффективное применение, удачно раскрыв при этом потенциальные преимущества СВТ.

На протяжении 70-х годов прошлого века наблюдалась конкуренция двух принципиально различных систем топливоподачи – карбюраторной и впрыска топлива. Совершенствование карбюраторов шло по пути усложнения конструкции для удовлетворения постоянно возрастающих требований по снижению токсичности ОГ и повышению топливной экономичности автомобильных двигателей. Однако именно в это время стало очевидным, что дальнейшее усложнение классического распыливающего карбюратора является бессмысленным, поскольку достигнут предел его принципиальных возможностей.

Стремление обеспечить требуемые показатели двигателей наиболее простыми и дешевыми средствами привело к введению элементов электроники в механический карбюратор. Такие электронные карбюраторы (типа *Ecotronic* [9] и *ERIC* [10]) были разработаны и выпускались некоторое время как в Европе, так и в США и Японии. Однако это решение было явно паллиативным и поэтому производство таких карбюраторов длилось сравнительно недолго. Попытки применения элементов электроники явились последним этапом эволюции карбюратора.

Прогрессивное развитие СВТ можно проследить по динамике промышленного освоения этих систем фирмой *R.Bosch*, занимающей лидирующее положение в мире в этой области (рис. 1.2) [11].

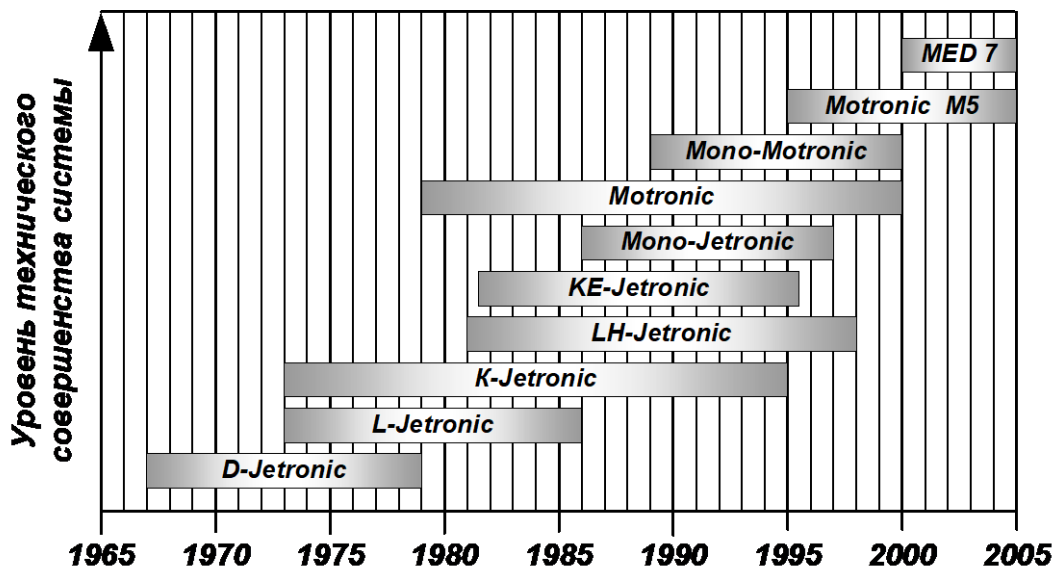


Рис. 1.2. Этапы промышленного освоения СВТ фирмой R.Bosch в 1967...2005 годах

Анализ применения различных систем топливоподачи бензиновых двигателей показывает (рис. 1.3) [3, 4], что эпоха применения карбюратора в мировом автомобильном двигателестроении окончательно завершилась - производство карбюраторных моделей двигателей полностью прекратилось в 2007 году (в статистическом анализе учитывалось именно число **моделей** двигателей, а не их количественный выпуск). При этом явно доминирующее положение сегодня занимают системы РВТ (около 80 % по данным 2010г.), основными преимуществами которых являются достаточно широкие возможности форсирования двигателей, повышенная топливная экономичность, высокие динамические показатели и хорошие антидетонационные качества двигателей.

На рубеже веков начался новый виток развития систем впрыска топлива, основанный на применении принципиально новых электронных систем НВТ [11,12]. Их использование на современных моделях автомобильных бензиновых двигателей в 2010г. составляло почти 20% среди всех систем топливоподачи. В настоящее время наблюдается дальнейший рост применения систем НВТ, хотя необходимо отметить, что эти двигатели имеют более высокую стоимость и требовательны к качеству топлива.

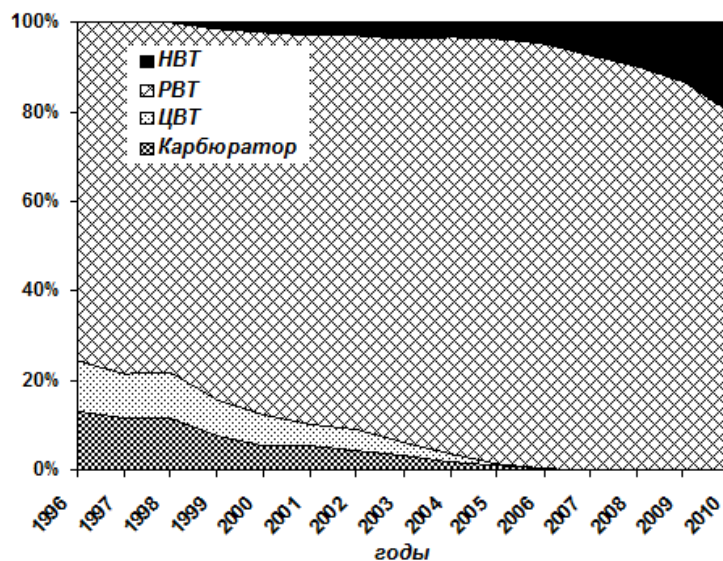


Рис. 1.3. Относительное применение различных систем топливоподачи на автомобильных двигателях (карбюратора, систем ЦВТ, РВТ и НВТ) в период 1996...2010 гг.

Поэтому у бензиновых двигателей с  $iV_h \leq 1,8$  л, где наиболее важными факторами являются простота и невысокая стоимость конструкции, системы РВТ, видимо, получают дальнейшее развитие. При этом расширится использование регулируемого вихреобразования на впуске, пневматического распыливания топлива и других способов повышения топливной экономичности и снижения токсичности ОГ.

Системы РВТ на сегодняшний день имеют устоявшуюся структуру и конструкцию отдельных компонентов. Их совершенствование в последние годы шло по пути повышения надежности, снижения стоимости, наращивания числа функций (в том числе – адаптивных).

Современные системы управления двигателем представляют собой сложные микропроцессорные устройства с рядом датчиков и исполнительных устройств, комплексно управляющие топливоподачей, зажиганием, рециркуляцией ОГ, газораспределением, наддувом и т.д. Как правило, они реализуют ряд адаптивных функций, имеют встроенную подсистему самодиагностики, защиту от перенапряжений и коротких замыканий и др. [11].

Центральный впрыск топлива в его традиционном исполнении (с прямоточной смесительной камерой) не выдержал конкуренции с РВТ и с 2008 г. не применяется на автомобильных двигателях, несмотря на более низкую стоимость, простоту конструкции и большую

надежность. Возможно, ЦВТ может найти применение взамен карбюратора на малоразмерных двигателях сельскохозяйственного назначения и средств малой механизации.

Важнейшим событием конца XX века стало начало промышленного производства систем непосредственного впрыска топлива в цилиндры двигателя. Первые автомобили с двигателем, оснащенный системой НВТ, были выпущены фирмой *Mitsubishi* в сентябре 1995г.

Сама концепция НВТ не является новой. Еще в XIX веке делались попытки впрыскивать бензин непосредственно в цилиндры двигателя. В 50-х годах XX века фирма *R.Bosch* выпускала в небольших объемах механические системы НВТ для некоторых легковых автомобилей. Однако долгое время электронная версия системы НВТ не могла выйти на уровень промышленного производства из-за ряда технических трудностей ее реализации. Создание промышленных образцов систем НВТ явилось результатом многолетних исследовательских и опытно-конструкторских работ с использованием передовых технологий [11-15]. Промышленное производства систем НВТ знаменует собой следующий виток в развитии систем топливоподачи бензиновых двигателей, в основе которого лежат принципиально новые технологии управления рабочим процессом бензинового двигателя.

Стратегия управления дозированием топлива при НВТ определяется скоростным и нагрузочным режимами двигателя, при этом состав топливоздушной смеси изменяется от гомогенного (при  $\alpha \approx 1$ ) до предельно расслоенного ( $\alpha = 1,3 \dots 2,2$ ). Это позволяет достичь эффективного сгорания экстремально обедненных смесей ( $\alpha > 2,0$ ), что и обеспечивает повышение топливной экономичности двигателей с НВТ примерно на 20 % по сравнению с применением РВТ. Реализация НВТ позволяет улучшить мощностные показатели двигателей примерно на 10 % (за счет возможности использования высоких степеней сжатия ( $\epsilon = 11 \dots 13$ ) и повышения наполнения), а также снизить суммарную токсичность ОГ почти на 20...30 % по сравнению с другими СВТ. Последнее достигается высокой степенью рециркуляции ОГ и применением трехкомпонентного нейтрализатора с иридиевым катализатором. Однако в целом системы НВТ на сегодняшний день характеризуются значительной стоимостью и сложностью.

Современное поколение систем НВТ фирмы *R.Bosch*, представленное системой *DI-Motronic*, обеспечивает еще более высокие экологи-

гические и топливно-экономические показатели двигателей. Так, система оптимизирует смесеобразование и значительно сокращает выбросы  $CO_2$ ,  $CH$  и  $NO_x$ . Это позволяет выполнять самые «жесткие» нормы токсичности, включая американский стандарт *SULEV* (*Super Ultra Low Emission Vehicle*). Система *DI-Motronic* обладает достаточным потенциалом для сокращения токсичности ОГ до уровня, соответствующего экологическим нормам будущего.

Прогнозы [15-17] показывают, что применение систем НВТ в Западной Европе, а также в промышленно развитых странах Азии и Америки, значительно возрастет.

С использованием НВТ получает практическое воплощение принцип внутреннего смесеобразования в бензиновых двигателях. Он имеет ряд известных преимуществ перед внешним смесеобразованием – возможности повышения степени сжатия, обеспечение экономичной работы двигателя на экстремально обедненных смесях и т.д. В связи с этим возникает вопрос, не прекратится ли использование внешнего смесеобразования у бензиновых двигателей по мере развития НВТ?

Прогнозы и тенденции развития СВТ говорят о том, что, несмотря на значительные преимущества НВТ, он не вытеснит полностью РВТ в будущем. Этот вывод базируется на анализе достоинств и недостатков концептуально различных систем топливоподачи (табл.1.2.). Именно соотношение «преимущества/недостатки» определяет техническую и экономическую целесообразность применения определенного типа системы впрыска топлива. Каждая из этих систем топливоподачи имеет свою «техническую нишу» в различных сегментах производства автомобильных бензиновых двигателей.

Развитие РВТ, безусловно, будет продолжаться, и в первую очередь, в следующих направлениях:

- организации управляемого вихреобразования на впуске;
- улучшения распыливания топлива с помощью ультразвуковых устройств, использования сжатого воздуха и др.;
- использования различных видов наддува в сочетании с охлаждением наддувочного воздуха;
- применения адаптивных алгоритмов управления топливоподачей, взаимосвязанных с регулированием зажигания, наддувом и др.



Таблица 1.2

*Сравнительная оценка концептуально различных СВТ*

Критерии оценки	Системы впрыска топлива		
	ЦВТ	РВТ	НВТ
Сложность конструкции, технологии, обслуживания в эксплуатации	невысокая	средняя	высокая
Обеспечиваемая топливная экономичность двигателя (по сравнению с карбюратором)	улучшение на 5...10%	улучшение на 8...20%	улучшение на 25...40%
Возможность повышения мощностных показателей двигателя (по сравнению с карбюратором)	0...5%	5...20%	25...30%
Реализуемый способ смесеобразования	внешнее (гомогенные смеси)	внешнее (гомогенный заряд)	внутреннее (гомогенный и расслоенный заряд)
Стоимость системы (с нейтрализатором)	невысокая (400...500\$)	средняя (700...800\$)	высокая (более 2000\$)
Рабочие составы топливо-воздушной смеси ( $\alpha$ )	0,85...1,0	0,85...1,0	0,85...2,2
Другие особенности	Не требует изменения конструкции двигателя. Взаимозаменяемость с карбюратором. Более надежная работа форсунки. Возможность форсирования двигателя при работе с наддувом.	Требуется изменения конструкции впускного трубопровода, головки цилиндра и др. Допускает повышение $\epsilon$ на 0,5...1,5 ед. по сравнению с карбюраторным вариантом. Хорошо сочетается с газодинамическим и газотурбинным наддувом.	Требуется особой формы камеры сгорания, днища поршня, специальных впускных каналов, изменения конструкции головки цилиндров и вп. трубопровода. Допускает повышение $\epsilon$ до 13 ед. Возможно коксования форсунки.

Таким образом, к началу XXI века итогом эволюции систем топливоподачи автомобильных бензиновых двигателей явился переход к микропроцессорным СВТ. Процессы дозирования топлива и

смесеобразования стали принципиально независимыми друг от друга (в отличие от карбюраторных систем), что открывает широкие перспективы совершенствования образования топливовоздушной смеси, до настоящего времени еще не в полной мере реализованные.

Отечественная автомобильная промышленность в области электронных систем топливоподачи бензиновых двигателей по целому ряду причин отстает от мирового уровня на целый виток развития. Об этом свидетельствует то, что научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы в области НВТ у нас вообще не проводятся.

Переход от карбюратора к СВТ в нашей стране окончательно завершился в 2008 г. с прекращением выпуска карбюраторных моделей автомобильных двигателей. Этот процесс занял несколько десятилетий. При этом модернизировались выпускаемые модели двигателей путем замены карбюратора системой впрыска топлива (в основном системами РВТ).

В нашей стране была возможность сократить период перехода от карбюратора к впрыску топлива в 90-х годах прошлого века путем применения систем ЦВТ как промежуточного технического решения между карбюратором и РВТ. Однако эта возможность абсолютно не была использована в силу инерционности процессов развития и отсутствия инновационной среды в отечественной автомобильной индустрии.

Известно, что системы ЦВТ при наличии ряда известных недостатков, во многом унаследованных от карбюраторной схемы смесеобразования, легко устанавливаются взамен карбюратора, не требуют при этом изменения конструкции двигателя, обеспечивают возможность использования трехкомпонентного каталитического нейтрализатора, просты по конструкции и отличаются невысокой стоимостью. Последнее обстоятельство представлялось особенно важным для отечественного автомобильного рынка.

Наши исследования показали, что сама схема образования топливовоздушной смеси при ЦВТ может быть радикальным образом изменена, что позволяет значительно улучшить смесеобразование, полнее использовать потенциальные возможности ЦВТ. В этом случае системы ЦВТ могут быть использованы на малоразмерных двигателях сельскохозяйственного назначения и средств малой механизации.

### 1.3. Общая характеристика и особенности процессов внешнего смесеобразования при впрыске топлива

Протекание процессов внешнего смесеобразования во многом определяется способом организации топливоподачи. Известные на сегодняшний день способы впрыска могут быть наиболее правильно классифицированы по месту и моменту подачи топлива (рис. 1.4).

При любом способе топливоподачи внешнее смесеобразование может быть определено как совокупность объемно-пленочных низкотемпературных эндотермических процессов смешения топлива и воздуха для формирования гомогенной или гетерогенной ТВС. Процессы внешнего смесеобразования характеризуются высокой сложностью и тесной взаимной связью, что затрудняет их теоретическое и экспериментальное исследование. Этим объясняется тот факт, что до настоящего времени не удалось создать достаточно полного аналитического описания процессов смесеобразования, хотя исследования в этой области велись с момента появления бензиновых двигателей. Наиболее значительный вклад в изучение процессов внешнего смесеобразования внесли Кирсанов В.И. [18], Ирисов А.С. [19], Рубец Д.А. [20], Ленин И.М. [21], Райков И.Я. [22, 23], Черняк Б.Я. [24-27 и др.], Морозов К.А. [25-31 и др.], Покровский Г.П. [32, 33], Архангельский В.М. [34], Злотин Г.Н. [34], Андреев В.И. [24, 25, 28, 35 и др.], Горячий Я.В. [24, 25, 28 и др.], Свиридов Ю.Б. [36-38 и др.], Лобынцев Ю.И. [39, 40], Бенедиктов А.Р. [31, 41, 42], Морин М.М. [43-45], Ерохов В.И. [46, 47], Соболев Л.М. [48], Спекторов Л.Г. [49, 50], Жуковин А.Т. [51], Карпусь А.Т. [52], *Pierburg A.* [53], *Wittig S.* [54,55], *Lenz H.P.* [56], *Mikulic L.A.* [57] и др.

Принято считать, что при любой системе топливоподачи процессы смесеобразования в бензиновом двигателе протекают от момента встречи топлива с воздухом до появления искры в цилиндре двигателя. Следует отметить, что внутрицилиндровая стадия смесеобразования менее изучена, что объясняется ее чрезвычайной сложностью и трудностями управления взаимодействием частиц топлива и воздуха на этой стадии.

В качестве наиболее значимых условий протекания внешнего смесеобразования при впрыске топлива можно выделить следующие факторы.

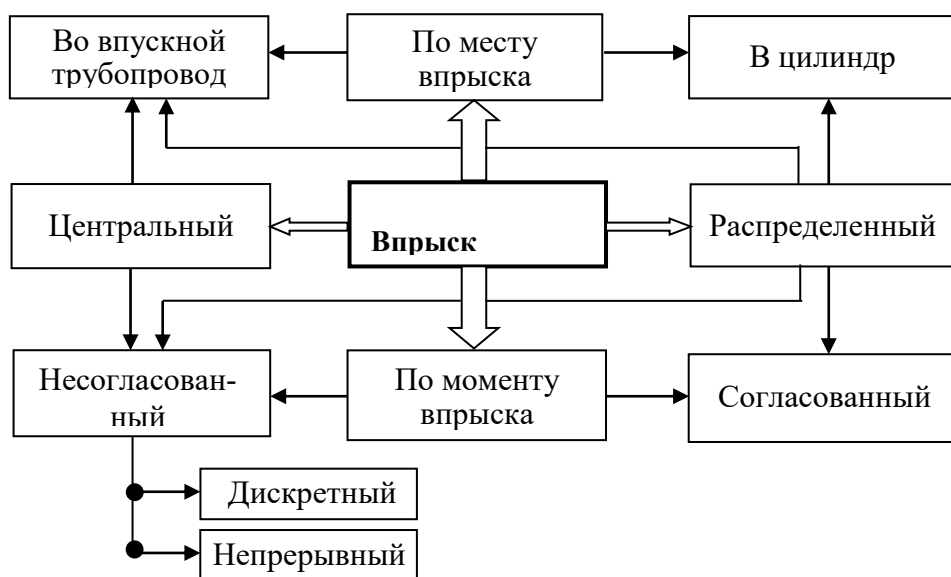


Рис. 1.4. Классификация способов организации впрыска топлива

1. Многофазность взаимодействующих компонентов во впускном тракте двигателя (частицы топлива, топливная пленка и паровоздушная фаза).

2. Аккумуляция топлива во впускном тракте в виде пленки, приводящая к осложнению протекания релаксационных процессов при смесеобразовании на неустановившихся режимах работы двигателя.

3. Пульсирующий характер воздушного потока во впускном тракте, обусловленный цикличностью рабочего процесса двигателя.

4. Турбулентность и местные завихрения воздушного потока на всем пути его движения по впускному тракту на большинстве рабочих режимов двигателя.

5. Дискретный характер подачи топлива электромагнитной форсункой в воздушный поток и на стенки впускного тракта.

6. Подогрев взаимодействующих компонентов во впускном тракте (от стенок канала, впускного клапана и др.).

7. Относительно малое время нахождения частиц топлива во впускном тракте на разных скоростных режимах работы двигателя.

8. Сложность геометрических форм впускного тракта (повороты и разделения каналов, выступы и углубления в местах установки прокладок, соединения деталей и т.п.).

9. Деформирующее действие дроссельной заслонки на поток топливовоздушной смеси при ЦВТ.

10. Широкий диапазон изменения основных параметров потока (давления, температуры, скорости) во впускном тракте на различных режимах работы двигателя.

11. Многофракционный состав автомобильных бензинов и значительное различие физических свойств отдельных углеводородных фракций топлива

12. Нестационарный характер движения потока на неустановившихся режимах работы двигателя.

Рассмотрим все перечисленные факторы подробно.

### ***Многофазность взаимодействующих компонентов***

Процессы взаимодействия топлива и воздуха при образовании ТВС отличаются исключительной сложностью. При любой схеме впрыска топлива во впускном трубопроводе находятся частицы топлива, паровоздушная фаза, топливная пленка и собственно воздух. Первые три компонента характеризуются взаимопревращениями по сложным закономерностям. Схематично эти процессы можно отразить диаграммой, представленной на рис. 1.5.

В каждый отдельно взятый момент времени степень гетерогенности ТВС, общая дисперсность и средний диаметр капель топлива во многом определяются протеканием кинетически равновесных процессов распада и слияния капель, а также специфическим процессом «выбивания» так называемых вторичных капель из топливной пленки.

Протекание процессов образования ТВС во впускном тракте во многом предопределяется качеством распыливания топлива. По данным различных исследователей современные форсунки обеспечивают распыливание топлива со средним диаметром  $d_{32}$  капель по Заутеру от 85 до 300 мкм [31, 41, 56, 58-60].

Распределение размеров капель распыливаемого топлива для форсунок различных типов представлено в таблице 1.3.

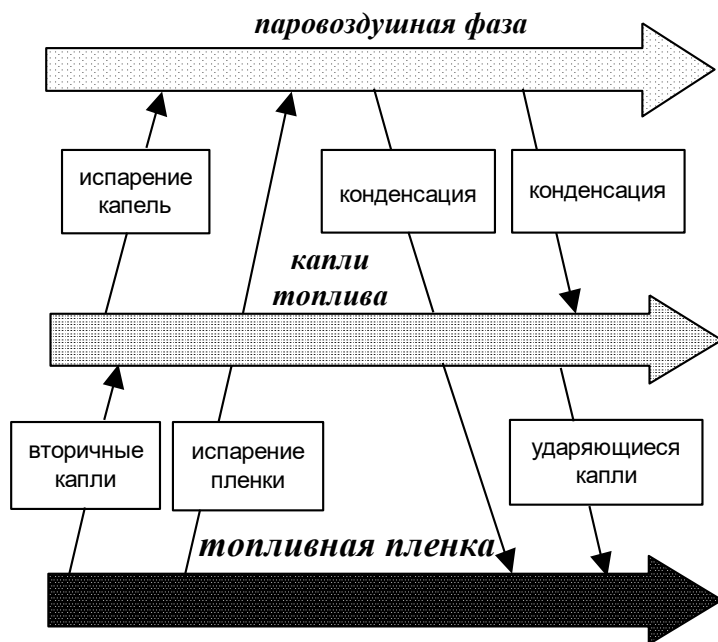


Рис. 1.5. Схема фазовых переходов при внешнем смесеобразовании

Таблица 1.3

Дисперсность распыливания топлива форсунками различных типов (при давлении топлива 300 кПа) [31, 41, 56, 58-60]

Тип форсунки	Средний диаметр $d_{32}$ распыливания топлива по Заутеру, мкм
С многодырчатым вихревым распылителем	85...100
С двухструйным распылителем	около 100
Со штифтовым распылителем	100...180
С многодырчатым распылителем	около 200
С однодырчатым распылителем	около 300

Форсунки для ЦВТ, работающие обычно при давлениях топлива 100-150 кПа, обеспечивают несколько худшую по сравнению с форсунками для РВТ дисперсность распыливания. Так, по имеющимся данным [61], форсунка фирмы *R.Bosch* с многодырчатым распылителем и шариковым запирающим элементом обеспечивает  $d_{32} = 50...180$  мкм при давлении впрыска 100 кПа.

При РВТ дисперсность распыливания топлива во многом зависит от момента впрыска. Установлено [62], что при впрыске топлива в момент открытого впускного клапана диаметр  $d_{32}$  снижался со 120 до 60 мкм по сравнению с впрыском на закрытый впускной клапан, что можно объяснить динамическим дроблением топлива потоком воздуха в зоне клапанной щели.

При ЦВТ часть топлива после форсунки в виде капель попадает на стенку трубопровода, а другая часть движется, испаряясь, вместе с потоком воздуха. Соотношение этих долей распыленного топлива определяется конструкцией блока топливоподачи и особенностями конфигурации впускного трубопровода, расположением форсунки, характеристикой распыливания топлива и т.п. Как правило, капли с диаметром  $\leq 50$  мкм на стенку не попадают и частично испаряются в потоке [31]. Анализ испарения во впускном трубопроводе частиц топлива с диаметром более 50 мкм показывает [45, 63-65], что время полного испарения капель значительно превышает время нахождения их в трубопроводе. Вторичное дробление частиц топлива в потоке за счет инерционных и газодинамических сил, действующих на каплю, также незначительно [43, 44]. Таким образом, термодинамические и газодинамические условия во впускном трубопроводе в принципе не позволяют полностью испарить топливо, поступающее в поток воздуха.

В целом дисперсность распыливания топлива современными электромагнитными форсунками не дает возможности достичь требуемой гомогенизации топливовоздушной смеси. По данным исследований [67, 68], практически полная гомогенизация смеси достигается при распыливании топлива до капель размером менее 20 мкм. Такое тонкое дробление топлива позволяет получить предельно однородную смесь и при этом снизить выбросы  $CO$  с ОГ примерно на 40 % по сравнению с более грубым распыливанием. Однако в этом случае несколько возрастает эмиссия  $NO_x$  (примерно на 12 %) за счет повышения температуры в процессе горения.

Испарение движущихся в потоке воздуха капель топлива определяется следующими основными факторами:

- турбулентной диффузией, обусловленной движением капли в воздушном потоке;

- молекулярной диффузией, связанной с теплообменом между топливом и воздухом;

- площадью поверхности испарения (размерами капель топлива).

Доказано [30], что при внешнем смесеобразовании лимитирующим фактором для полной гомогенизации смеси являются не диффузионные процессы при смешении топлива и воздуха, а скорость испарения частиц топлива.

### *Аккумуляция топлива во впускном тракте в виде пленки*

Особую роль в процессах внешнего смесеобразования играет формирование и движение топливной пленки во впускном трубопроводе. Механизмы появления пленки топлива при карбюраторной подаче топлива и ЦВТ во многом схожи. Большинство исследователей [18, 23-29, 31, 35, 47, 51, 52, 56 и др.] считает основными причинами пленкообразования во впускном трубопроводе следующие факторы:

- попадание части капель топлива при его распыливании на стенки трубопровода;

- неравномерное распределение скоростей воздушного потока по поперечному сечению трубопровода;

- расслоение потока ТВС на поворотах трубопровода;

- уменьшение скорости потока ТВС в зонах резкого расширения сечения трубопровода;

- коагуляция частиц топлива с последующим выпадением более крупных капель на стенки трубопровода.

Следует отметить, что в отношении последнего явления нет однозначного мнения и существуют прямо противоположные взгляды на возможность его проявления и механизм протекания [39, 45, 56]. К тому же, отсутствуют надежные расчетные и экспериментальные методики для определения коагуляции частиц топлива в условиях впускного трубопровода.

Образовавшаяся топливная пленка неуправляемо движется по впускному трубопроводу, изменяя состав смеси в отдельных цилиндрах. При этом на различных режимах работы двигателя ее распределение по отдельным цилиндрам может быть разным. Это является основной причиной неравномерного поступления топлива в различные цилиндры и отклонений в составах смеси по цилиндрам, поскольку



воздушный поток распределяется между ветвями впускного трубопровода с погрешностью около  $\pm 1\%$  [69].

Пленка топлива движется значительно медленнее воздушного потока. Однако результаты различных исследований по определению ее скорости значительно расходятся. По данным Рубца Д.А. [20] она в 40... 50 раз меньше средней скорости воздуха в трубопроводе. Ирисов А.С. [19] считал, что пленка движется в 50...60 раз медленнее основного потока. По результатам других исследований [70], скорость движения топливной пленки примерно в 100 раз меньше скорости потока воздуха.

В результате разницы скоростей движения топливной пленки и воздуха возникает рассогласование в их поступлении в цилиндры двигателя. Исследованиями [71-73] установлено, что задержка топлива может достигать до 1с и более, в то время как запаздывание воздушного потока не превышает 0,02...0,2с. Учет этой задержки особенно важен в замкнутых системах управления составом смеси.

По данным [25, 56, 74, 75] толщина топливной пленки во впускном трубопроводе в зависимости от режима работы двигателя может находиться в пределах от нескольких микрометров до долей миллиметра.

Количество топлива, выпадающего в пленку, различные исследователи также оценивают по-разному. По данным Морозова К.А. и др. [26], доля пленки может составлять до 35% поступающего в двигатель топлива. Свиридов Ю.Б. и др. [37] считают, что доля испаренного топлива во впускном трубопроводе не превышает 30 %, следовательно, на пленку приходится до 70% всего количества топлива. Прямо противоположные данные приводит *Vamer F.* [76], который утверждает, что к моменту поступления ТВС в цилиндр в ней содержится около 70% испарившегося бензина. Остальное топливо поступает в цилиндр в жидкой фазе. Ряд исследователей [20, 23, 56 и др.] оценивает долю топливной пленки в пределах от 10 до 50 % от общего количества топлива, потребляемого двигателем. Очевидно, все эти оценки нуждаются в уточнении, особенно для двигателей с ЦВТ.

В реальном двигателе формирование топливной пленки и характеристики ее движения зависят от расположения и показателей распыливания форсунки, параметров воздушного потока (скорости, плотности, температуры, частоты пульсаций), коэффициента избытка

воздуха  $\alpha$ , положения дроссельной заслонки, количества и условий подвода тепла к пленке от стенок трубопровода, расположения сечения по длине трубопровода и др. [56, 77].

Таким образом, наличие топливной пленки вызывает появление ряда факторов, негативно влияющих на качество смесеобразования и, соответственно, на показатели двигателя [19, 20, 24, 25, 33, 56]:

- неравномерное распределение состава смеси по цилиндрам;
- увеличение токсичных выбросов с ОГ;
- переобеднение смеси при резком открытии дроссельной заслонки из-за задержки поступления топлива в цилиндры двигателя и, соответственно, переобогащение ТВС при резком закрытии заслонки;
- повышение склонности двигателя к детонации;
- увеличение износа цилиндропоршневой группы.

Отсутствие топливной пленки снижает минимальный удельный расход топлива на 10...18% при одновременном увеличении мощности двигателя на 12...20 % [46, 56] по внешней скоростной характеристике.

Применение РВТ позволяет радикально решить проблему топливной пленки во впускном тракте и избавиться от ее негативных последствий.

Однако явление аккумуляции топлива наблюдается и при РВТ, правда, в несколько ином виде. Установлено [78], что при впрыске топлива в зону впускного клапана только половина впрыскиваемого топлива попадает в цилиндр при открытии клапана, остальная часть остается в виде пленки вблизи клапана. Это явление сохраняется как при одном впрыске за оборот вала, так и при нескольких. Поэтому на переходных режимах работы двигателя с РВТ также возможно проявление релаксационных процессов, связанных с аккумуляцией топлива в каналах головки цилиндров.

### ***Пульсация воздушного потока во впускном тракте***

Пульсирующий характер воздушного потока обусловлен циклическостью рабочего процесса поршневого двигателя и оказывает заметное влияние на процессы смесеобразования. Характер пульсаций потока определяется количеством цилиндров и порядком их работы, частотой вращения вала двигателя, конструкцией впускного трубопровода. Особенно значительное влияние на движение ТВС оказы-

вают пульсации потока в зонах разветвления трубопровода. При больших длинах трубопровода наблюдается четкая зависимость колебаний состава смеси от частоты вращения вала [79].

Воздействие пульсирующего потока на топливную пленку вызывает появление поперечных волн возмущения на поверхности пленки, перестройку профиля скоростей пленки и изменение ее толщины [73, 80]. Следствием этих процессов могут быть колебания состава смеси с определенной периодичностью.

Известно [81], что в условиях пульсирующего потока теплопередача увеличивается примерно вдвое по сравнению со стационарным течением, что благоприятно сказывается на подводе тепла к частицам топлива.

Пульсирующий характер воздушного потока может также вызывать обратный ток ТВС на впуске [82]. Особенно заметно это может проявляться в двигателях с числом цилиндров менее 4. В результате этих явлений возможны нарушения равномерности распределения смеси по цилиндрам и увеличение расхода топлива.

### ***Турбулентность и местные завихрения воздушного потока***

На большинстве режимов работы двигателя характеристики воздушного потока соответствуют турбулентному движению. При этом сложная геометрия впускного тракта может вызывать местные токи и завихрения на его отдельных участках.

На рис. 1.6 приведены картины течения потока при ЦВТ и РВТ [83], иллюстрирующие сложность процессов движения воздуха во впускном трубопроводе. Как видно, обратные токи особенно сильно проявляются при ЦВТ. При РВТ неупорядоченное движение потока создается только в клапанной щели и в цилиндре двигателя.

При исследовании движения потока во впускном трубопроводе с использованием методов визуализации [55] четко проявляются зоны завихрений, изменения направления движения топливной пленки и частиц топлива и др.

### ***Дискретный характер подачи топлива форсункой в воздушный поток***

Дискретность подачи топлива, определяемая принципом действия современных электромагнитных форсунок, приводит к увели-

чению неоднородности ТВС по длине впускного тракта при ЦВТ и к повышению неравномерности распределения состава смеси по цилиндрам при любых схемах впрыска топлива, что в конечном счете ухудшает экономичность и повышает токсичность двигателя.

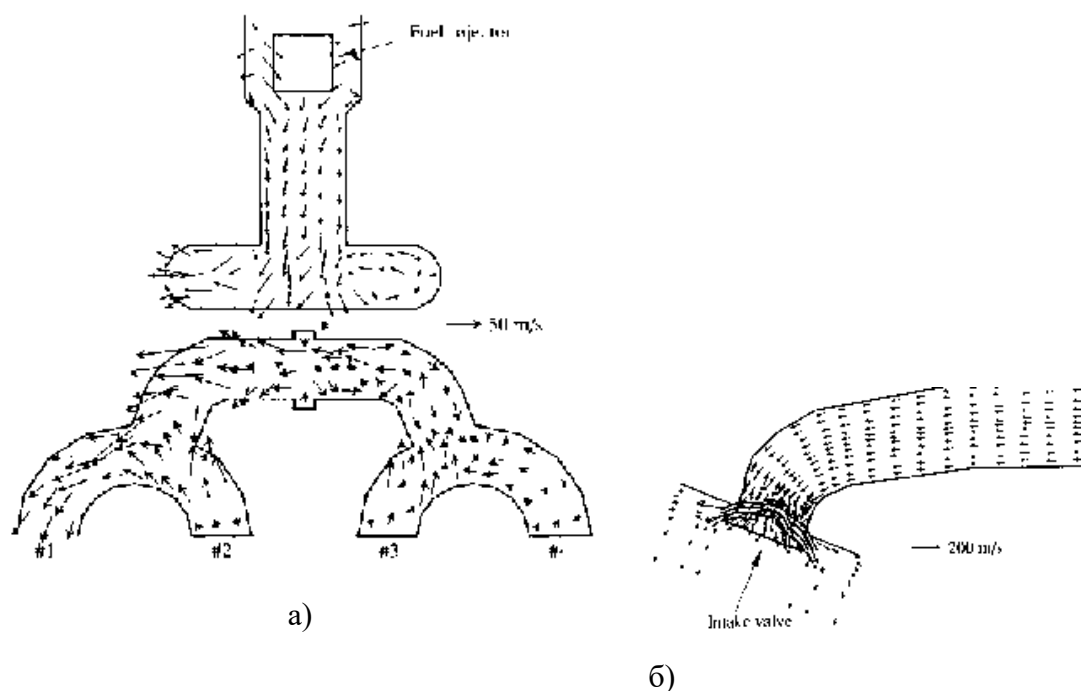


Рис. 1.6. Картины течения воздушного потока во впускном трубопроводе при ЦВТ (а) и РВТ (б)

Для оценки дискретности подачи топлива введем коэффициент  $\psi$  дискретности подачи, равный отношению времени  $\tau$  подачи топлива к продолжительности  $t_n$  одного оборота вала двигателя:

$$\psi = \frac{\tau}{t_n} \cdot 100\%.$$

Для различных нагрузочных режимов работы двигателя при  $n = const$  можно определить  $\psi_{\min}$  и  $\psi_{\max}$ :

$$\psi_{\min} = \frac{\tau_{\min}}{t_n} \cdot 100\% \text{ и } \psi_{\max} = \frac{\tau_{\max}}{t_n} \cdot 100\%.$$

Графически зависимость  $\psi = f(n)$  для двигателя МеМЗ-245 с системой ЦВТ при одном впрыске за оборот вала представлена на рис. 1.7. На малых частотах вращения вала ( $n = 1500 \dots 2500 \text{ мин}^{-1}$ )  $\psi_{\min}$  составляет всего 5...10 %. На более высоких частотах относи-

тельное время подачи топлива увеличивается, но и в этом случае при полной нагрузке  $\psi_{\max}$  не превышает 80 %.

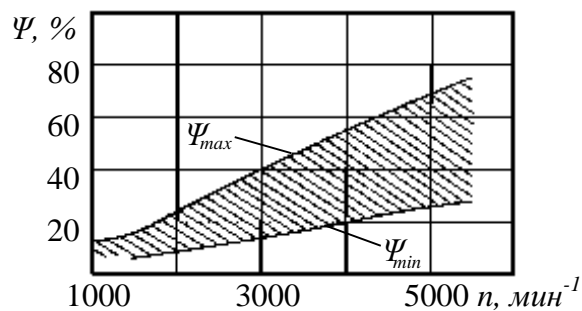


Рис. 1.7. Область значений коэффициента  $\psi$  дискретности подачи топлива при различных частотах вращения вала и нагрузках двигателя МемЗ-245 с системой ЦВТ

Для уменьшения дискретности подачи топлива при ЦВТ и РВТ применяют двухкратный впрыск за оборот вала, что приводит лишь к некоторому улучшению показателей двигателя, особенно на частичных нагрузках.

### **Подогрев топливоздушнoй смеси во впускном трубопроводе**

При прогревом двигателя к ТВС и ее отдельным компонентам подводится определенное количество тепла от поверхностей впускного трубопровода, каналов головки цилиндров и впускных клапанов. Кроме этого, в двигателях с ЦВТ организуется специальный подогрев ТВС с использованием тепла охлаждающей жидкости или ОГ. При различных схемах впрыска топлива часто применяются специальные электрические подогреватели распыливаемого топлива, устанавливаемые в определенных местах впускного тракта.

Многочисленными исследованиями [29, 46, 84-86 и др.] установлено, что структура ТВС при внешнем смесеобразовании в значительной степени зависит от места расположения зоны подогрева и его интенсивности.

В современных двигателях также может осуществляться подогрев воздуха на впуске [56, 87] или топлива в электромагнитной форсунке [88], что оказывает значительное влияние на процессы смесеобразования.

### Малое время нахождения частиц топлива во впускном тракте

Время нахождения частиц топлива во впускном трубопроводе по разным источникам [45, 63] оценивается величинами от 0,2 до 15 мс (в зависимости от режима работы двигателя и конструкции впускного трубопровода). На рис. 1.8 представлены данные по времени пребывания частиц топлива различных размеров во впускном трубопроводе в зависимости от его диаметра [56].

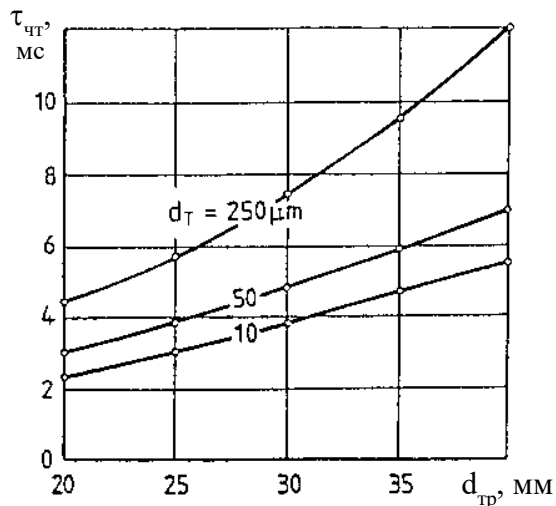


Рис. 1.8. Время  $\tau_{\text{чт}}$  нахождения во впускном трубопроводе частиц топлива различных диаметров  $d_m$  в зависимости от его диаметра  $d_{\text{тр}}$  (длина впускного трубопровода 250 мм;  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>, дроссельная заслонка полностью открыта, расход воздуха 150 кг/ч) [56]

Сопоставляя эти данные с временем испарения капель бензина размером более 50 мкм [63], можно констатировать, что все топливо принципиально невозможно испарить на пути прямоточного движения ТВС во впускном трубопроводе. Исследования [46] позволили прийти к выводу, что для получения полностью гомогенной смеси необходимо иметь трубопровод значительной длины – до 1,5 м. В то же время, для улучшения динамических показателей двигателя на переменных режимах длина трубопровода должна быть как можно меньше.

Возможным разрешением этого технического противоречия для случая ЦВТ может быть интенсификация смесеобразования за счет закрутки потока. Особенно важно получить гомогенную смесь до разветвления впускного трубопровода, т.к. это позволит повысить однородность и равномерность распределения ТВС по цилиндрам двигателя.

При РВТ время нахождения частиц топлива во впускных каналах головки цилиндра еще меньше [55], что не позволяет им полностью испариться и предопределяет образование гетерогенной ТВС в этих каналах.

### ***Сложность геометрических форм впускного трубопровода***

Геометрия впускного трубопровода наиболее значима для ЦВТ. Как правило, при переходе от карбюраторного питания к ЦВТ впускной трубопровод проектируется специально под СВТ. При этом снимается ряд ограничений, характерных для использования карбюраторных систем.

Тем не менее, зоны деления потока и повороты трубопровода оказывают существенное влияние на распределение смеси по цилиндрам. Установлено [56, 89], что системы ЦВТ при малых нагрузках двигателя обеспечивают различия в составе смеси между цилиндрами не более 3 %, а при полном открытии дроссельной заслонки эти различия могут возрасти до 15 %.

При использовании систем РВТ применяются только настроенные впускные трубопроводы, обеспечивающие газодинамический наддув двигателей. В этом случае их влияние на смесеобразование связано с распределением скоростей и давлений в потоке, особенно в зонах впрыска топлива.

Следует отметить, что при любых схемах впрыска топлива влияние на образование и движение ТВС могут оказывать шероховатости каналов, литейные наплывы, заусеницы, выступание уплотнительных прокладок в местах сопряжения элементов впускного тракта, различные пороги, выступы и т.п.

### ***Деформирующее действие дроссельной заслонки на поток***

В современных автомобильных двигателях широкое применение нашла дроссельная заслонка дискового типа, расположенная на оси поперек канала. Эта конструкция дроссельного узла применяется в двигателестроении уже более 100 лет благодаря своей простоте и надежности. Однако при ЦВТ, как и при карбюраторном питании, за-

заслонка такого типа оказывает дезорганизирующее действие на процессы дробления, испарения и распределения топлива в потоке воздуха. Капли топлива при обтекании частично открытой заслонки отжимаются потоком смеси к стенкам канала и выпадают в топливную пленку, которая дальнейшему распыливанию уже практически не подвергается [42,90].

Если топливо попадает на поверхность заслонки, то оно распыляется вторично при срыве с кромок заслонки. Однако уже на расстоянии 75...80 мм от заслонки доля топлива в виде капель не превышает 30...40 % от распыленной с заслонки пленки [42]. При частично открытой заслонке вихреобразование в зоне ее кромок способствует дроблению топлива и улучшению смесеобразования. При полностью открытой заслонке поток несколько стабилизируется и вихреобразование уменьшается. Однако в этом случае заслонка дискового типа создает дополнительное газодинамическое сопротивление во впускном тракте, которое может достигать 30% от общего сопротивления впускной системы [93].

Поток воздуха при обтекании заслонки перераспределяется, в большей степени обтекая заслонку со стороны более широкого входа, причем это перераспределение ТВС по сечению потока сохраняется еще на значительном расстоянии от заслонки (порядка 4...5 диаметров канала за ней) [91, 92].

Оценивая в целом роль дроссельной заслонки дискового типа в процессах смесеобразования, ей можно дать скорее негативную оценку, чем позитивную.

### ***Широкий диапазон изменения основных параметров потока***

Скорость, давление и температура потока воздуха или ТВС непосредственно связаны с режимом работы двигателя и изменяются в очень широких пределах, причем на различных участках тракта они могут значительно отличаться. Например, при малых открытиях дроссельной заслонки скорости потока до нее составляют несколько м/с, а в щели между заслонкой и каналом могут возникать при этом звуковые значения скорости. В клапанной щели современных двигателей на номинальном режиме скорости потока достигают 80...130 м/с.



Абсолютные давления во впускном трубопроводе на режимах глубокого дросселирования могут составлять 200...250 мм Hg, а при полном открытии дросселя значения давлений во впускном тракте близки к атмосферным. Как известно, при понижении давления среды скорость  $w$  испарения жидкости возрастает согласно закону Дальтона [19]:

$$w = \frac{A}{p_c} \cdot (p_s - p),$$

где  $A$  – коэффициент пропорциональности;  $p_c$ ,  $p_s$ ,  $p$  – соответственно давления окружающей среды, насыщенных паров жидкости и парциальное давление паров в канале.

Колебания скоростей и давлений потока особенно значительно проявляются в настроенных впускных системах двигателей с РВТ, что не может не оказывать влияния на смесеобразование в зоне впускных клапанов.

Температура потока во впускном трубопроводе также изменяется в широких пределах и во многом определяется условиями окружающей среды, наличием или отсутствием подогрева трубопровода, а также применением наддува.

### ***Сложный состав автомобильных бензинов и значительное различие свойств их фракций***

Бензины, как известно, представляют собой сложные смеси легких углеводородов, выкипающих в диапазоне температур 30...205°C. Кроме этого в бензине присутствуют соединения серы, антидетонационные присадки, в небольших количествах - смолы.

Наибольшее влияние на процессы смесеобразования оказывает фракционный состав бензина, давление насыщенных паров, поверхностное натяжение, скорость диффузии паров, вязкость, теплота испарения и теплоемкость.

Многочисленные исследования [19, 20, 25, 56, 94 и др.] показали, что отдельные углеводороды и топливные присадки, входящие в состав бензинов и обладающие различной испаряемостью, распределяются неравномерно по цилиндрам двигателя, что является следствием различного их содержания в паровой и жидкой фазах топлива в процессе смесеобразования. Например, основная масса антидетонаторов будет находиться в жидкой фазе топлива [94], что вызовет неравномерное распределение антидетонаторов по цилиндрам.

### ***Нестационарный характер движения потока на неустановившихся режимах работы двигателя***

Этот фактор предопределяется условиями эксплуатации автомобильных двигателей. Изменения смесеобразования на неустановившихся режимах зависят от применяемой схемы впрыска топлива, конструктивных особенностей впускного тракта, согласования впрыска относительно процессов впуска в отдельных цилиндрах и др.

На неустановившихся режимах работы двигателя процессы смесеобразования определяются как предшествующими условиями, так и реакцией системы топливоподачи на изменение рабочих параметров двигателя. Цикловое наполнение цилиндров на переменных режимах может изменяться очень быстро, практически в течение двух последовательных циклов [34, 40, 95]. Быстротечность процессов газообмена определяет требования к скорости изменения топливоподачи на этих режимах для поддержания заданных составов ТВС и исключения «провалов» в работе двигателя. Дозирование топлива на неустановившихся режимах характеризуется процессами определения требуемой цикловой подачи топлива, собственно дозированием топлива форсункой и движением ТВС по впускным каналам. Каждый из этих процессов имеет свою длительность, которые в идеальном случае должны быть согласованы между собой. Дополнительное влияние на смесеобразование при этом оказывают условия транспортирования смеси в цилиндры и поведение топливной пленки. Наилучшие показатели двигателей в условиях нестационарных режимов достигаются при использовании РВТ, что объясняется максимальной приближенностью форсунок к цилиндрам и отсутствием негативного влияния топливной пленки.

Кроме указанных наиболее значимых факторов, определяющих условия внешнего смесеобразования в бензиновых двигателях, существуют также специфические режимы работы автомобильного двигателя (пуск, прогрев, холостой ход, малые нагрузки с глубоким дросселированием), характеризующиеся неблагоприятным протеканием процессов смесеобразования при использовании любых типов систем топливоподачи. Именно на этих режимах необходима организация более совершенного смесеобразования с целью улучшения, в первую очередь, экологических и топливно-экономических показателей двигателей.

При холодном пуске двигателя процесс смесеобразования во многом определяется температурой окружающей среды. В условиях низких температур ухудшается испаряемость топлива из-за уменьшения давления насыщенных паров бензина и отрицательного влияния холодных стенок трубопровода (впускного канала головки). Снижаются также скорости воздушного потока при уменьшении частоты вращения коленчатого вала, возрастает конденсация паров топлива и пленкообразование на холодных стенках впускного тракта. В результате этого к моменту подачи искры в цилиндре испаряется лишь незначительная часть топлива, составляющая по разным оценкам от 3 до 10 % [96]. Поэтому для обеспечения пуска двигателя при отрицательных температурах необходимо иметь составы ТВС в пределах  $\alpha = 0,3 \dots 0,7$  [97, 98].

В период прогрева двигателя также требуется обеспечение обогащенных смесей, вплоть до достижения нормального температурного режима его работы. При этом испарение топлива и образование ТВС остается затрудненным, в результате чего большая часть топлива не сгорает в цилиндре и выбрасывается с ОГ в окружающую среду. С экологической точки зрения режимы холодного пуска и прогрева двигателя являются самыми неблагоприятными. По данным фирмы *R.Bosch* [99], на первые 200 с городского испытательного цикла (общая продолжительность - 1200 с), включающего пуск и прогрев двигателя, приходится 84 % выбросов  $NO_x$ , 81 % -  $CO$  и 72 %  $CH$  от всего количества токсичных компонентов, выделяемых за время цикла.

К специфическим следует отнести также режим холостого хода и близкие к нему режимы глубокого дросселирования, на которые приходится 30...40 % общего времени эксплуатации автомобильного двигателя в условиях городского движения [25, 34, 39]. По мере дросселирования возрастает количество и неравномерность распределения остаточных газов в цилиндрах. В этих условиях при низкой частоте вращения вала увеличивается также неравномерность распределения свежего заряда по цилиндрам, возрастают неуправляемые обратные токи остаточных газов во впускной коллектор во время перекрытия клапанов. Дисперсность распыливания топлива при любых схемах впрыска топлива ухудшается из-за отсутствия динамического дробления частиц топлива высокоскоростным потоком воздуха. В целом все это вызывает необходимость обеспечения богатых ТВС на режимах

глубокого дросселирования и холостого хода. При значительном количестве остаточных газов процесс горения рабочей смеси протекает вяло и неустойчиво, с пропусками отдельных циклов и повышенным выбросом токсичных компонентов с ОГ [39, 56].

В отличие от карбюраторных систем топливоподачи, в системах впрыска топлива для улучшения смесеобразования не применяется эмульсирование топлива на режиме холостого хода, хотя потребность в улучшении смешения топлива и воздуха на этом режиме, безусловно, имеется.

Обобщая все вышесказанное, можно сделать вывод, что внешнее смесеобразование в бензиновых двигателях представляет собой совокупность быстропротекающих сложнейших и взаимосвязанных газодинамических, тепловых, гидродинамических и массообменных процессов, трудно поддающихся аналитическому описанию, что затрудняет их изучение и совершенствование. На протяжении всей истории двигателестроения с различным успехом делались попытки улучшения внешнего смесеобразования для получения более высоких экологических и энергетических показателей бензиновых двигателей. Однако только с использованием электронных СВТ открываются широкие возможности для достижения этой цели.

#### **1.4. Анализ способов совершенствования внешнего смесеобразования при впрыске топлива**

В общем случае для различных схем впрыска топлива существует лишь несколько факторов, позволяющих управлять смесеобразованием. К ним, как правило, относят:

- качество распыливания топлива;
- положение форсунки во впускном трубопроводе;
- геометрия впускного трубопровода и канала в головке цилиндров;
- согласование момента впрыска топлива с процессами впуска в цилиндры.

При разработке и доводке конкретной СВТ все эти факторы оптимизируются для достижения наилучших показателей двигателя [57]. Однако для создания перспективных моделей двигателей с высокой топливной экономичностью и низким уровнем токсичных выбросов использование только этих факторов управления смесеобразо-

ванием оказывается явно недостаточным. Разработчики и исследователи ведут поиск иных, более эффективных способов улучшения внешнего смесеобразования, используя при этом весь накопленный двигателестроителями опыт в этой области и возможности новых технологий. Классифицируя известные способы улучшения внешнего смесеобразования, можно разбить их на три большие группы, приняв за основные принципы такого деления воздействие на топливо, на воздушный поток и на топливовоздушную смесь в целом (рис. 1.9) При этом не будем рассматривать такие способы, как ионизация ТВС, применение магнитных полей и плазмы для обработки смеси и т.п. Проанализируем только реальные пути улучшения смесеобразования (рис. 1.9).

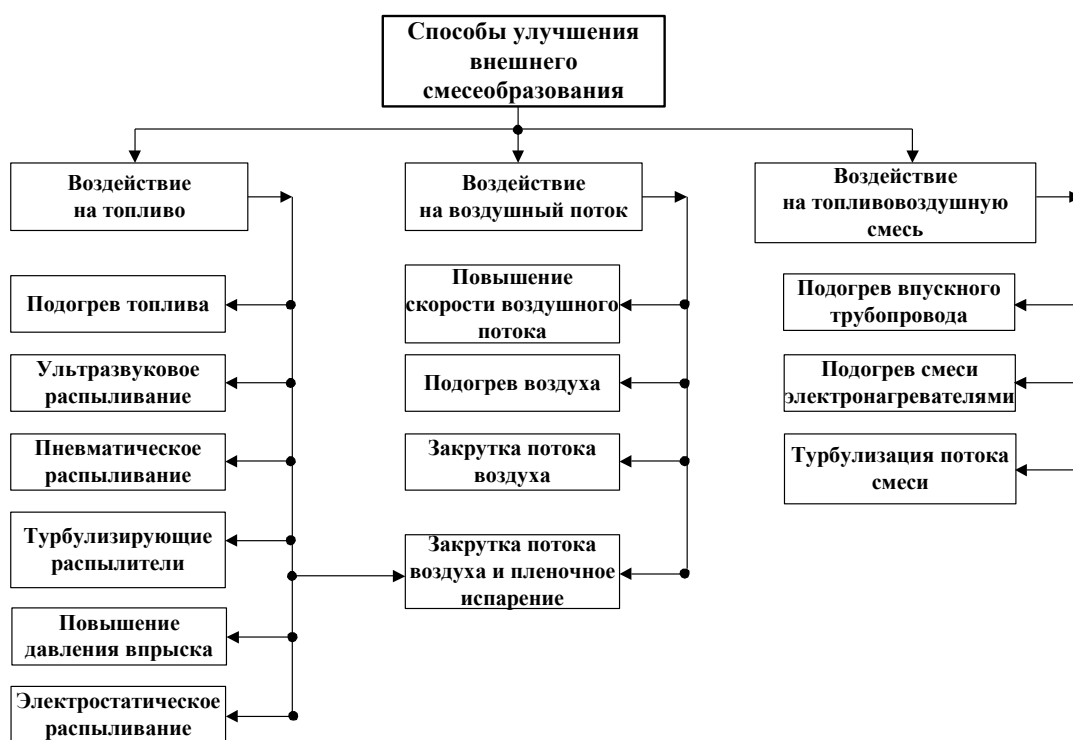


Рис. 1.9. Классификация способов улучшения внешнего смесеобразования

### **Способы воздействия на топливо**

**Подогрев топлива.** Варианты этого способа широко патентовались [88, 100-102], хотя сведения о практическом его применении отсутствуют. Принципиально возможен подогрев топлива до форсунки,

в самой форсунке и после нее (вблизи распылителя). В первых двух случаях необходимо контролировать температуру топлива, т.к. чрезмерный его нагрев может вызвать появление паровых пробок в системе и нарушение дозирования.

Экспериментальные исследования [103] показывают, что наиболее эффективен относительно небольшой подогрев топлива – до 30...40°C (рис. 1.10). В этом случае значительно ослабляется поверхностное натяжение топлива и увеличивается дисперсность его распыливания. Кроме этого, при небольшом подогреве топлива уменьшается необходимая мощность нагревателя при одновременном увеличении эффективности его действия.

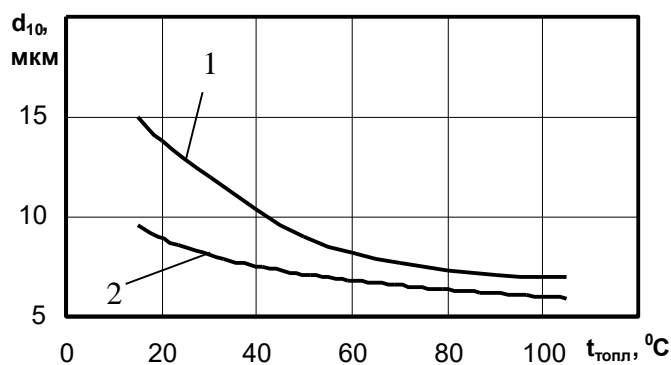
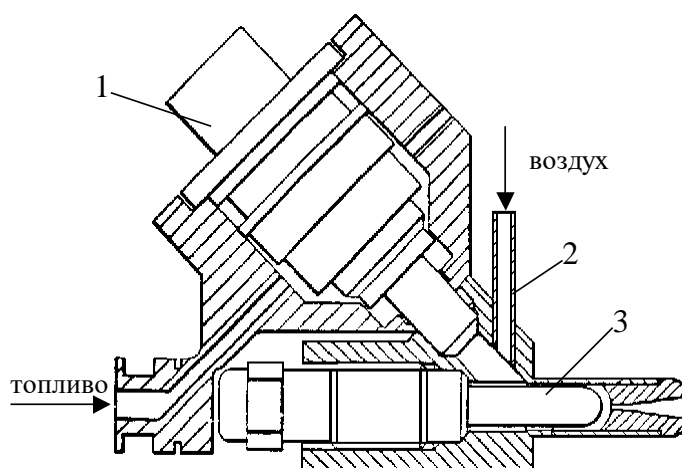


Рис. 1.10. Влияние подогрева топлива (авиационного бензина) на дисперсность его распыливания (средний геометрический диаметр  $d_{10}$  капель) при различных давлениях впрыска [103]: 1 – 0,5 МПа; 2 – 1,5 МПа

В простейшем варианте предлагается размещать регулируемый нагреватель для подогрева топлива непосредственно в форсунке [88]. Еще одно предложение [101] предусматривает использование в системе РВТ по две форсунки на каждый цилиндр, одна из которых имеет встроенный электронагреватель и работает только на пусковых режимах.

Следует отметить, что при прогревом двигателя топливо в форсунке нагревается до температур 30...40°C естественным образом. Поэтому описанные подогреватели топлива могут быть эффективны, на наш взгляд, только для режимов пуска и прогрева двигателя.

В техническом решении [102] электронагревательный элемент размещен вблизи выхода струи топлива из форсунки (рис. 1.11). Такая схема подогрева топлива исключает опасность его перегрева, отличается конструктивной простотой и может применяться на всех режимах работы двигателя. Однако сведения об эффективности этого решения отсутствуют.



*Рис. 1.11. Схема подогрева топлива после распылителя форсунки [102]: 1 – форсунка; 2 – штуцер для подвода дополнительного воздуха; 3 – электронагревательный элемент*

В целом можно заключить, что из всех вариантов подогрева топлива наиболее целесообразным является подогрев его после форсунки, который может использоваться на всех режимах работы двигателя без опасности перегрева топлива. Остальные варианты пригодны только для режимов пуска двигателя.

**Ультразвуковое (УЗ) распыливание.** Увеличение дисперсности распыливания жидкостей путем применения ультразвука известно давно и используется в различных областях промышленности [104, 105]. Известны также работы [106-109] по применению УЗ распыливания в СВТ. Схема реализации этого способа представлена на рис. 1.12.

Глубоко не вдаваясь в физику процессов УЗ распыливания, отметим, что диспергирование жидкостей происходит при возбуждении в них так называемых капиллярных волн. Начиная с определенного, зависящего от свойств топлива и частоты возбудителя, уровня колебаний, на поверхности топлива образуются стоячие капиллярные волны. При нарастании амплитуды гребни стоячих волн отрываются и отбрасываются от поверхности жидкости, разрушая ее.

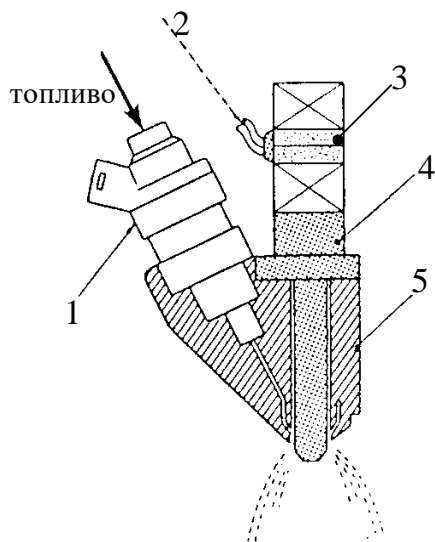


Рис. 1.12. Схема УЗ распыливания при впрыске топлива [106]: 1 - электромагнитная форсунка; 2 - подвод сигнала от УЗ генератора; 3 - пьезоэлементы; 4 - УЗ вибратор; 5 - корпус

Принципиально УЗ распыливание позволяет получать частицы топлива размером до 1 мкм и даже меньше. Параметры распыливания во многом определяются конструкцией диспергатора, рабочей частотой и мощностью УЗ вибратора. На рис. 1.13 показаны некоторые характеристики УЗ распыливания.

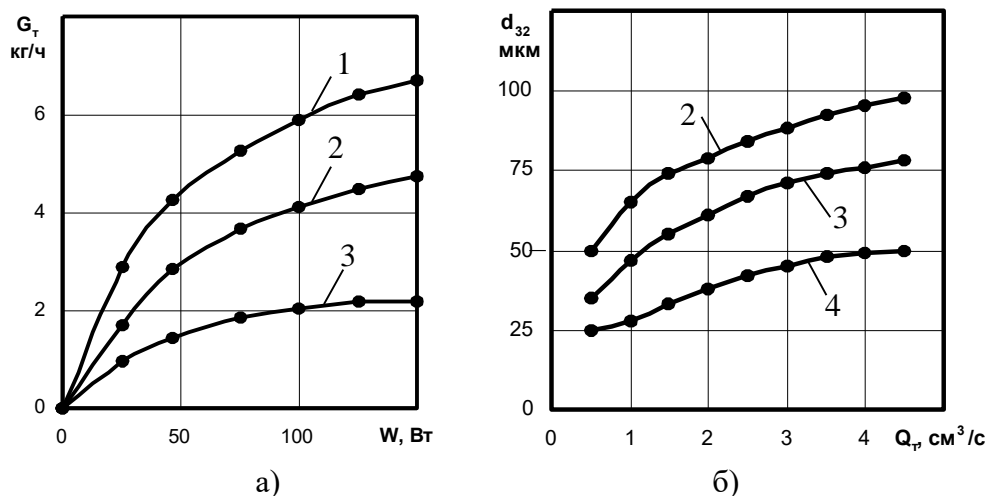


Рис. 1.13. Характеристики УЗ распыливания: а - зависимость производительности  $G_m$  форсунки от подводимой электрической мощности  $W$  при различной рабочей частоте колебаний  $f$  [104]; б - зависимость среднего диаметра  $d_{32}$  капель по Заутеру в факеле распыла от расхода  $Q_m$  топлива [106]: 1-4 - частоты колебаний  $f$  при распыливании соответственно 20, 40, 60, 80 кГц

Работы в области УЗ распыливания, проведенные фирмами *Nissan*, *Hitachi* [106,109], а также в Эссенском университете (Германия) [107], показали, что при использовании ультразвука возможно получение гомогенных ТВС при дроблении топлива до частиц с размерами 15...60 мкм и улучшение за счет этого основных показателей двига-



телей. Сравнительные характеристики серийного двигателя с РВТ и опытного (с УЗ распыливанием) показывают значительное повышение мощности двигателя при УЗ распыливании в диапазоне низких частот вращения вала, при малых расходах топлива и воздуха. В большей части рабочего диапазона опытного двигателя значения  $M_e$  и  $N_e$  до 7 % превышают значения этих параметров у серийного двигателя. Преимущества опытного двигателя с УЗ распылителем уменьшаются по мере возрастания расходов воздуха и топлива, но и при этом показатели опытного двигателя выше, чем серийного. Выбросы  $CO$  и  $CH$  опытного двигателя существенно ниже, чем у серийного, что объясняется высокой степенью гомогенизации ТВС. Однако выбросы  $NO_x$  при этом несколько увеличиваются за счет повышения температуры сгорания.

Применение УЗ распыливания положительно влияет на улучшение пусковых качеств двигателей, особенно при низких температурах окружающей среды.

Долговечность современной аппаратуры для УЗ распыливания составляет от 5000 до 8000 часов. Потребляемая мощность зависит от расходов топлива двигателя и находится в пределах от 20 до 150 Вт [106-108]. Стоимость систем впрыска с УЗ распыливанием на этапе проведения опытных работ и выпуска пробных партий оценить достаточно сложно, но можно считать, что по сравнению с базовой системой впрыска она возрастет на 30...40 %. В настоящее время отсутствуют сведения о серийном применении УЗ распыливания на автомобильных двигателях.

**Электростатическое распыливание топлива** давно привлекает внимание двигателестроителей своей принципиальной простотой и высокой дисперсностью дробления частиц топлива [110-113]. Однако, к сожалению, длительные исследования в этой интересной области до настоящего времени так и не вышли из лабораторной стадии. Одна из последних работ [114], выполненных на фирме *Ford*, дает надежду на то, что вскоре электростатическое распыливание может найти практическое применение.

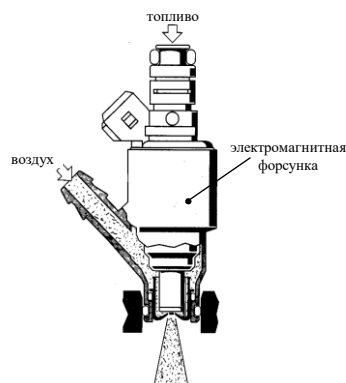
В исследовании [114] для электростатического распыливания бензина использовалась специальная насадка к форсунке, содержащая кольцевой электрод, на который подавалось напряжение порядка 3...4 кВ. При небольшой потребляемой мощности устройства (несколько

Вт) удалось достигнуть средней дисперсности дробления капель топлива порядка 30...40 мкм, что значительно ниже, чем при распыливании топлива стандартной форсункой.

Несмотря на положительные результаты, авторы работы отмечают, что при использовании этого способа распыливания необходимо еще решить ряд технических и технологических проблем, таких как подбор необходимых электроизоляционных материалов, оптимизация размеров и формы электродов, исключение закоксовывания устройства и его защита от утечек заряда через поверхностные загрязнения.

**Пневматическое распыливание (ПР) топлива.** Этот способ распыливания топлива известен также достаточно давно и успешно использовался некоторыми фирмами на отдельных этапах развития как бензиновых двигателей, так и дизелей. В последнее время интерес к ПР проявляется вновь, что прослеживается по патентным материалам [115-118] и проводимым исследованиям [66, 119 и др.]. Типичная схема пневматического распыливания топлива представлена на рис. 1.14. Воздух при этом может подводиться к форсунке как от специального компрессора, так и за счет перепада давлений между задрозсельным пространством впускного трубопровода и атмосферой. Первый способ более предпочтителен, т.к. позволяет использовать относительно высокое давление воздуха и гибко регулировать его во всем диапазоне работы двигателя. При этом возможно достижение звуковых и сверхзвуковых скоростей воздуха в зоне распыливания.

При ПР топлива значительно увеличивается дисперсность дробления его капель (до 20...50 мкм), что позволяет при ЦВТ снизить количество топливной пленки во впускном трубопроводе на 5...20 % и сгладить колебания состава ТВС по цилиндрам на нестационарных режимах работы двигателя.



*Рис. 1.14. Схема пневматического распыливания топлива*

Характеристики ПР определяются в основном скоростью воздуха в зоне распыливания, способом его подвода, конструктивными особенностями распылителя [119]. Проведенные исследования [120] показали, что хорошее диспергирование обеспечивается, если на 1 кг топлива расходуется 1 кг распыливающего воздуха.

Перспективность ПР топлива подтверждает информация [121] о недавних разработках фирмы *Siemens*, которая создала форсунку с воздушным распыливанием топлива для системы впрыска. Такая форсунка подает топливо под относительно низким давлением (500 кПа) и позволяет обеспечить работу двигателя даже на ультрабедных ТВС.

В целом способ пневматического распыливания топлива при различных схемах его впрыска можно оценить как перспективный.

**Применение турбулизирующих распылителей форсунки.** Цель использования таких распылителей – турбулизировать струю, произвести ее закрутку, осуществить соударение отдельных струй для улучшения диспергирования топлива [56, 58, 59, 122-125 и др.]. При этом для повышения дисперсности дробления топлива используется энергия самой струи.

Эффективность подобных решений зависит от выбранного способа диспергирования струи, особенностей предлагаемых конструкций, параметров впрыска топлива. По данным исследования [59], деление струи на несколько струек и их закрутка позволяет уменьшить средний размер капель по Заутеру до 85 мкм, в то время как при прямоочном движении одиночной струи этот размер составляет 176 мкм.

В целом, применение турбулизирующих распылителей довольно эффективно и должно использоваться во всем комплексе мер по улучшению распыливания топлива. Однако предлагаемые конструкции таких распылителей имеют ограниченные физические возможности дробления струи. По данным [56, 122] таким пределом можно считать средний заутеровский диаметр капель около 70 мкм.

**Повышение давления впрыска топлива.** Дисперсность распыливания топлива зависит прежде всего от разности скоростей топлива и воздуха в момент их встречи. Нетрудно показать [104, 120], что дисперсность дробления струи топлива увеличивается пропорционально перепаду давлений между топливом и воздухом.

Ориентировочные оценки показывают [126], что для получения того же качества распыливания топлива, которое достигается в карбюраторе при полной нагрузке и номинальной частоте вращения вала двигателя, требуется обеспечить давление впрыска не менее 0,8 МПа. По данным работы [127] для достижения хорошего внешнего смесеобразования необходимо обеспечить еще более высокие давления впрыска топлива – 2 МПа и более.

Современные электронные системы ЦВТ и РВТ работают при давлениях топлива 100...350 кПа, поскольку более высокие давления увеличивают энергопотребление бензонасоса, снижают быстродействие форсунок, а также повышают вероятность утечек топлива. Кроме того, специфические условия впрыска топлива в зону впускного клапана при РВТ накладывают ограничения на форму струи распыляемого топлива. При давлениях более 300 кПа дальнобойность струи оказывается чрезмерной, в результате чего значительная часть топлива оседает на стенках впускного трубопровода и канала головки цилиндров, что приводит к ухудшению основных показателей двигателей.

Таким образом, увеличение давления топлива как способ повышения дисперсности распыливания имеет практические ограничения и не может рассматриваться как радикальный способ улучшения смесеобразования.

### ***Способы воздействия на воздушный поток***

**Повышение скорости воздушного потока.** Для карбюраторных систем топливоподачи скорость воздушного потока в зоне ввода топлива всегда была важнейшим фактором [22]. В некоторой степени этот фактор сохранил свое значение и для систем ЦВТ. Организация ввода топлива при ЦВТ в воздушный поток, движущийся со звуковой скоростью, обеспечивает дробление топлива до размеров капель 20...25 мкм [66], что позволяет примерно на 20% уменьшить пленкообразование во впускном трубопроводе и снизить колебания составов ТВС на нестационарных режимах работы двигателя. Этот эффект сравним с результатами, полученными при подогреве впускного трубопровода.

Для систем ЦВТ важным является расположение форсунки в блоке топливоподачи относительно дроссельной заслонки, а также

диаметр и высота смесительной камеры, поскольку эти параметры определяют скорость воздушного потока в зоне смесеобразования. Иногда в этих системах, для обеспечения хорошего распыливания топлива на холостом ходу, в дроссельной заслонке выполняют небольшое отверстие (диаметром 1...1,5 мм), в котором создаются высокие скорости потока, способствующие мелкодисперсному дроблению топлива на этом режиме работы двигателя.

Для РВТ фактор скорости воздушного потока не является таким значимым, т.к. зоной высоких скоростей является только клапанная щель, параметры которой определяются требованиями газообмена.

В целом высокие скорости потока воздуха (при прямоточном его движении), на наш взгляд, нельзя считать эффективным средством улучшения смесеобразования при впрыске топлива, поскольку их использование связано с рядом ограничений (повышение газодинамического сопротивления впускного тракта, снижение наполнения цилиндров и т.п.).

**Подогрев воздуха на впуске** традиционно применялся в карбюраторных двигателях для предотвращения известного явления обледенения карбюратора и улучшения смесеобразования при низких температурах окружающей среды. С появлением СВТ этот способ несколько утратил свое значение.

Имеются предложения [87, 128 и др.] использовать регулируемые электронагревательные элементы, размещенные во впускной системе двигателей с впрыском топлива. Температура воздуха на впуске может регулироваться электронным блоком управления и поддерживаться на заданном уровне на различных режимах работы двигателя независимо от температуры окружающей среды.

Подогрев воздуха в двигателях с впрыском топлива целесообразно применять на режимах их пуска и прогрева. На основных режимах работы двигателей подогрев воздуха не дает большого эффекта в улучшении смесеобразования. Исключение составляют условия при очень низких температурах окружающей среды, когда подогрев воздуха может быть целесообразным. Однако при этом значительное энергопотребление нагревателей воздуха может свести эффект от улучшения смесеобразования к нулю.

**Закрутка воздушного потока.** Под этим способом понимается создание закрученного (вихревого) движения потока воздуха во

впускном тракте. С физической точки зрения высокий уровень процессов теплообмена, интенсифицирующий смесеобразование в закрученных потоках, определяется действием ряда факторов [129-133]:

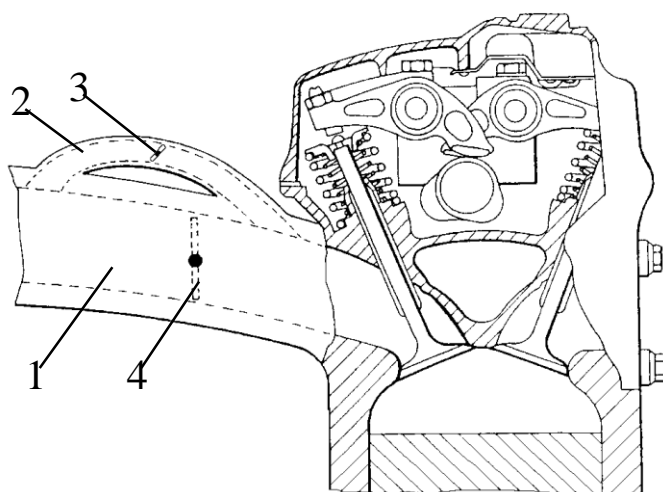
- значительными радиальными градиентами скоростей и давлений в потоке, обеспечивающими его высокую турбулентность;
- ростом суммарной поверхности частиц топлива за счет их дополнительного дробления в закрученном потоке;
- интенсивным смешиванием дисперсной фазы топлива с воздухом;
- увеличенным путем смешения топлива и воздуха;
- нестационарным характером взаимодействия фаз.

Многочисленные исследования [130-134 и др.] показали, что закрученные потоки могут обеспечить увеличение теплообмена в двухфазных средах в несколько раз по сравнению с незакрученными течениями при равных затратах мощности и одинаковых температурных условиях. При этом эффект от использования закрутки потока во многом определяется интенсивностью (степенью) закрутки и скоростью движения потока.

Использование закрученных потоков для совершенствования смесеобразования в двигателях с РВТ имеет ряд особенностей. С одной стороны, с увеличением интенсивности вихревого движения потока на впуске расширяются пределы эффективного обеднения ТВС, улучшается топливная экономичность, повышается стабильность процесса сгорания и сокращается длительность его фаз, уменьшается склонность двигателя к детонации. С другой стороны, интенсивная закрутка потока на впуске может снижать коэффициент наполнения двигателя на отдельных режимах из-за возрастания газодинамического сопротивления тракта, увеличивать тепловые потери в процессе сгорания, вызывать эффекты своеобразного «развеивания» топлива и гашения пламени в отдельных зонах сгорания, приводить к увеличению толщины пристеночного слоя в камере сгорания и повышенному выбросу  $CO$  и  $CH$  с ОГ [135-137]. Следовательно, для конкретных режимов работы двигателя должны обеспечиваться наиболее рациональные параметры закрутки потока на впуске, что возможно только при использовании устройств для регулирования вихреобразования во впускном тракте [138].

Конструкция таких устройств должна обеспечивать регулирование вихря в зависимости от нагрузочных и скоростных параметров работы двигателя. Многие зарубежные фирмы разрабатывают, исследуют и патентуют подобные устройства [139-144 и др.]. В настоящее время насчитывается более сотни различных технических решений в этой области.

Типичная схема регулируемого вихреобразования на впуске показана на рис. 1.15. Для каждого цилиндра наряду с основным впускным каналом предусмотрен байпасный канал меньшего диаметра с управляемой заслонкой. На режимах х.х. и малых нагрузок воздушный поток поступает только через байпасный канал и регулируется расположенной в нем заслонкой, что обеспечивает интенсивное вихреобразование на впуске. По мере возрастания нагрузки происходит постепенное увеличение открытия основной дроссельной заслонки, что снижает вихреобразование.



*Рис.1.15. Схема регулируемого вихреобразования на впуске [139]: 1 и 2 – основной и байпасный впускные каналы соответственно; 3 – управляемая вспомогательная заслонка; 4 – дроссельная заслонка*

Основными принципами регулирования вихря с помощью таких устройств являются:

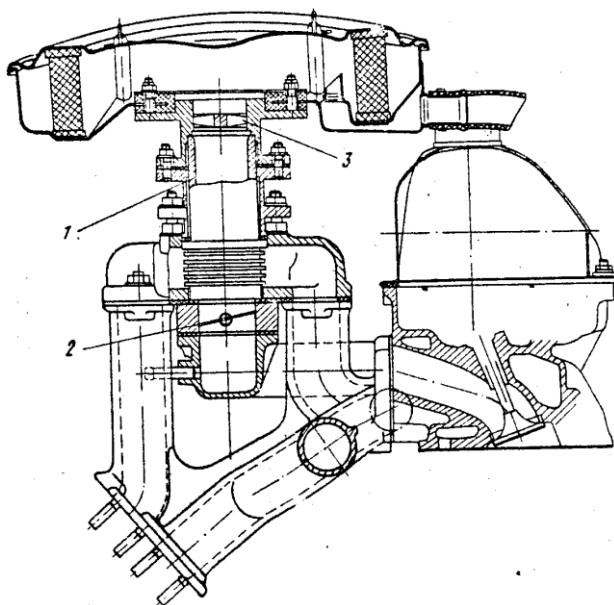
- обеспечение высокой интенсивности вихря при малых частотах вращения вала и нагрузках, соответствующих характеру езды в городских условиях;
- поддержание вихря умеренной интенсивности на средних частотах вращения вала и нагрузках, соответствующих движению автомобиля по трассе со скоростью до 90 км/ч.
- На всех остальных режимах работы двигателя не должно быть вихреобразования.

По имеющейся информации, подобные схемы регулирования вихря на впуске позволяют за счет совершенствования смесеобразования улучшить топливную экономичность двигателя с РВТ на 5...10 %, повысить его мощностные показатели, снизить склонность двигателя к детонации в области малых нагрузок, несколько уменьшить выброс  $\text{NO}_x$  с ОГ за счет использования более бедных ТВС.

Следует отметить, что при развитии карбюраторных систем были сделаны попытки создать так называемое вихревое смесеобразование. Наиболее значительными в этой области являются исследования и разработки, проведенные Меркуловым А.П. [165-170], Стенгачом С.Д. [165, 166, 170-174], Саврасовым Р.М. [175-178], Шабалиным И.Г. [179-183 и др.], Климовым В.И. [184, 185] и др. В результате этих работ были созданы образцы карбюраторов с вихревым движением воздуха. Однако, несмотря на полученные положительные результаты, соединение идеи вихревого смешения топлива и воздуха с эжекционным способом дозирования топлива не положило начало созданию новой системы смесеобразования.

**Пленочное испарение топлива.** Интерес к пленочному испарению топлива при внешнем смесеобразовании появился практически одновременно с созданием бензиновых двигателей. В 1901г. [145] был выдан германский патент, в котором топливо предлагалось испарять с нагретой наклонной поверхности, имеющей углубления, вдоль которой двигался поток воздуха. В 1928 г. был выпущен карбюратор «Марвель» (США), включающий значительную поверхность в смесительной камере для формирования топливной пленки и регулируемую систему подогрева топлива с помощью ОГ [146]. В 60-х...80-х годах XX века как в нашей стране, так и за рубежом проводились работы по пленочному испарению топлива при внешнем смесеобразовании в условиях частичной закрутки потока воздуха. Был выполнен ряд исследований и разработок под руководством Свиридова Ю.Б. [36-38, 146-151 и др.], предложившего идею пофракционного испарения топлива в поле нарастающих температур испарительной поверхности. Были проведены интересные исследования, давшие важные результаты по закономерностям испарения топливных пленок, разработаны и испытаны образцы пленочно-испарительных систем питания. Один из вариантов такой системы показан на рис. 1.16.





*Рис.1.16. Конструкция пленочно-испарительной системы смесеобразования [147]: 1 – испарительная камера; 2 – дроссельная заслонка; 3 – завихритель*

Ряд работ в этом направлении был выполнен Китаниным Э.Л., Пашенко Н.Н., Смирновым Ю.Г. [153, 154], Пинтом К.А. и Жуковичем А.Т. [155]. Последними авторами был предложен способ смесеобразования, включающий испарение топлива из пленки на поверхности плоского нагревателя, причем рекомендовано ограничить скорости воздушного потока над пленкой величиной 35 м/с, а температуру поверхности испарения – температурой образования паровой подушки под пленкой топлива (т.е. около 180...185°C). На основе этих исследований был создан лабораторный образец устройства для пленочного испарения топлива.

Ряд исследований подобных систем был выполнен в США [156-158] и Германии [159]. Они также показали эффективность пленочного испарения топлива для получения обедненных гомогенных ТВС, повышения топливной экономичности и снижения токсичных выбросов с ОГ.

Обобщая результаты этих работ, можно заключить, что пленочно-испарительное смесеобразование как с впрыском топлива, так и с карбюратором, в принципе позволяет повысить топливную экономичность примерно на 10 % по сравнению с исходными вариантами систем топливоподачи, а также снизить суммарную токсичность ОГ на 30...45 %.

Повышение эффективности процессов смесеобразования при использовании пленочного испарения топлива объясняется тем, что

пленочные течения обладают рядом следующих особенностей, повышающих массоотдачу с поверхности пленки [160-164]:

а) по сравнению с испарением диспергированной в потоке жидкости пленочные течения имеют значительно бóльшую удельную поверхность контакта фаз;

б) скорость движения пленки примерно в 50 раз меньше скорости капель, движущихся с газовым потоком, что значительно увеличивает располагаемое время для испарения жидкости;

в) скорость контактного испарения, особенно с металлической поверхности, примерно в 100 раз выше, чем при испарении диспергированной в газовом потоке жидкости;

г) испаряющаяся с поверхности пленки жидкость уносится газовым потоком и не препятствует прогреву пленки, как это имеет место при испарении капли в потоке газа; с увеличением скорости газового потока над поверхностью пленки время полного испарения топлива уменьшается по экспоненциальному закону;

д) пленочные течения позволяют значительно повысить температуру стенки, не увеличивая нагрева всего газожидкостного потока; в этом случае пленка является естественным барьером, препятствующим передаче тепла от стенки к потоку; с повышением температуры стенки продолжительность испарения пленки уменьшается по экспоненциальному закону;

е) турбулизирующее действие паровых пузырьков в пленке увеличивает скорость испарения жидкости на 25...40 %;

ж) процессы формирования и испарения пленки жидкости практически мало зависят от качества распыливания жидкости (давления распыливания).

Не останавливаясь на отдельных причинах неуспеха всех перечисленных разработок по пленочному и вихревому смесеобразованию, можно констатировать, что при реализации этих идей предпочтение отдавалось какой-либо одной из них, и все усилия концентрировались на ней. Кроме этого, не были в полной мере использованы возможности электронного управления топливоподачей, значительно расширяющие подходы к созданию новой схемы смесеобразования.

Следует отметить, что интерес к испарительным системам в условиях применения впрыска топлива сохраняется до последнего

времени, о чем свидетельствуют как отечественные, так и зарубежные патентные заявки и патенты [186, 187 и др.].

### ***Способы воздействия на топливоздушную смесь***

**Подогрев впускного трубопровода.** Этот способ традиционно применяется при использовании карбюраторных систем топливоподачи. В связи с подобием схем смесеобразования, подогрев трубопровода является обязательным и при ЦВТ.

Практически возможно осуществлять нагрев трубопровода охлаждающей жидкостью (ОЖ), отработавшими газами или электронагревателями. Каждое из этих средств имеет свои известные преимущества и недостатки. В частности, при использовании ОЖ температура нагрева стабилизируется на уровне 83...90°C после прогрева двигателя и не требует дальнейшего регулирования. Применение ОГ позволяет повысить уровень нагрева, но при этом, как правило, требуется регулирование для предотвращения перегрева ТВС и снижения наполнения двигателя. Электронагревательные элементы обеспечивают широкие возможности регулирования температуры подогрева, но являются довольно энергоемкими. При потреблении электрической мощности около 350 Вт, быстродействие электрического подогревателя ТВС составляет 5-15 с по сравнению с 20...60 с и 2...5 мин. для подогревателей, в которых используется соответственно теплота ОГ и ОЖ [188]. В связи с особенностями электрических нагревателей, их конструкция и характеристики будут далее рассмотрены отдельно.

В 70-х годах XX века делались попытки применения тепловых труб для высокоэффективной передачи тепла ОГ к впускному трубопроводу [189,190]. Такая система предусматривала установку тепловой трубы между выпускным и впускным трубопроводами, что обеспечивало быструю и эффективную передачу тепла ОГ к ТВС. Испытания этой системы показали возможность достижения работы двигателя на обедненных смесях и снижения выбросов  $CO$  и  $CH$  примерно на 40 % за счет более полного испарения топлива. При этом содержание  $NO_x$  в ОГ повышалось примерно на 25...30 %. На полной нагрузке двигателя передаваемая от ОГ тепловая мощность составляла около 2,5 кВт, что позволяло практически полностью испарить все топливо во впускном трубопроводе.

Несмотря на некоторые положительные результаты применения тепловых труб для испарения топлива при внешнем смесеобразовании, практического использования на серийных двигателях они не нашли. Очевидно, это связано с высокой стоимостью этих устройств, делающей нерентабельной их применение при достигаемом эффекте.

Известно, что для бензинового двигателя существует оптимальная (с точки зрения расхода топлива) температура подогрева ТВС. Установлено [82], что показателем оптимальности подогрева ТВС может служить комплекс  $\eta_e \eta_v / \alpha$ , характеризующий изменение эффективного КПД  $\eta_e$  и коэффициента наполнения  $\eta_v$  относительно коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . Зависимость подогрева  $\Delta t$  смеси от этого комплекса показана на рис.1.17 для двигателя с рабочим объемом 1,1 л.

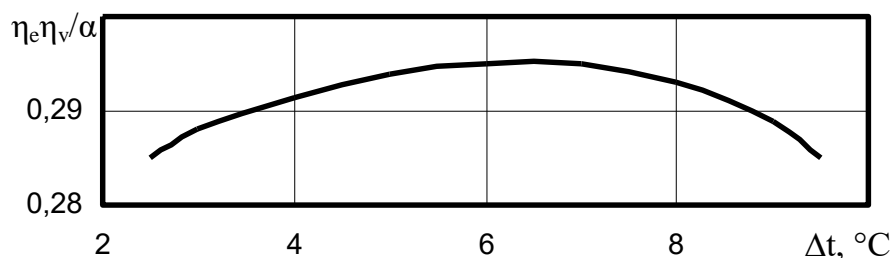


Рис.1.17. Зависимость комплексного показателя  $\eta_e \eta_v / \alpha$  топливной экономичности двигателя от оптимальной температуры  $\Delta t$  подогрева ТВС [84]

Приведенные данные свидетельствуют о целесообразности применения регулируемого подогрева впускного трубопровода для достижения оптимальных показателей двигателя на различных режимах его работы.

Важное значение имеет также область подогрева трубопровода. Экспериментально установлено [29], что наиболее целесообразно подогревать ТВС до разветвления впускного трубопровода. В этом случае достигается наибольшее снижение неравномерности распределения смеси по цилиндрам. Как свидетельствуют данные [85], этот показатель можно уменьшить в 2...3 раза (с 10...15 % до 5...7 %). Кроме этого, подогрев ТВС уменьшает межцикловую нестабильность сгорания и общую продолжительность горения за счет повышения скорости тепловыделения (особенно во второй половине процесса сгорания).

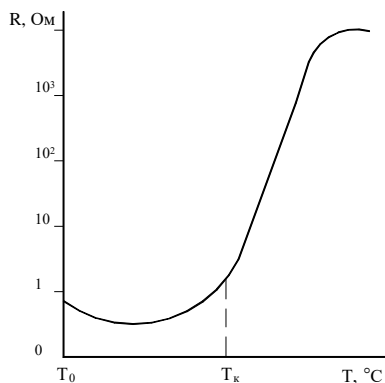
В целом повышение гомогенизации ТВС и использование обедненных смесей за счет подогрева трубопровода обеспечивает экономию топлива в пределах 2...7% и снижение суммарной токсичности ОГ на 20...40 %.

Таким образом, подогрев впускного трубопровода улучшает показатели двигателя за счет одновременного действия нескольких факторов – повышения цикловой стабильности процесса сгорания, сокращения его продолжительности, улучшения распределения ТВС по цилиндрам.

**Применение электронагревателей.** Такие нагреватели в большей степени подогревают частицы топлива, а не всю смесь в целом, что позволяет не только эффективно использовать сравнительно небольшие электрические мощности, но и уменьшить подогрев воздуха для обеспечения минимального снижения массового наполнения цилиндров двигателя. Известные электронагреватели могут быть классифицированы по конструктивным признакам, месту установки, применяемым материалам, схемам регулирования и т.п. На сегодняшний день насчитывается несколько сотен технических решений для применения с карбюратором, системами ЦВТ и РВТ.

Наибольший интерес представляют устройства с использованием специальной электропроводящей (позисторной) керамики (за рубежом она называется *PTC*-керамикой – от *Positive Temperature Coefficient*).

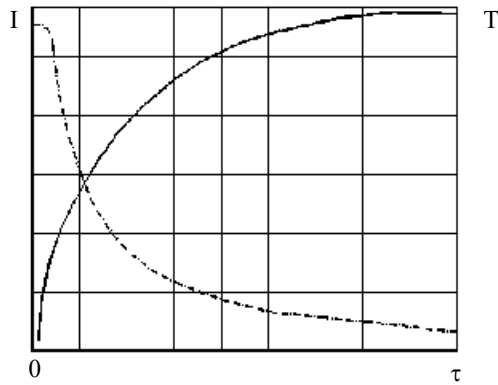
Позисторы представляют собой терморезисторы из керамических материалов [188, 191-193] с большим значением положительного температурного коэффициента сопротивления (ТКС). Эти поликристаллические материалы обладают особым свойством ярко выраженного фазового изменения структуры и соответствующего ему скачкообразного увеличения электрического сопротивления при определенной (критической) для данного материала температуре. После превышения этой температуры изменяется структура кристаллов керамики, что приводит к изменению удельного сопротивления позисторного элемента на несколько порядков с крутизной до 150 % на каждый градус увеличения температуры (рис. 1.18).



*Рис.1.18. Типичная зависимость электрического сопротивления  $R$  позистора от его температуры  $T$ :  $T_0$  – начальная температура позистора;  $T_k$  – критическая температура*

Позисторная керамика изготавливается из специальных кристаллических материалов (например, титаната бария) по стандартной технологии, применяемой в порошковой металлургии. Для обеспечения необходимой температуры фазового превращения в состав керамики вводятся специальные присадки, такие как стронций, свинец и др. Определенные присадки обеспечивают необходимую механическую прочность и электрическую стабильность керамики.

После подключения изготовленного позисторного элемента к источнику тока происходит очень быстрый разогрев керамики. По достижении критической температуры наблюдается резкое увеличение электрического сопротивления позистора, что вызывает падение проходящего через него тока. Затем следует остывание керамики с соответствующим падением сопротивления, вызывающим вновь увеличение протекающего тока, что опять приведет к нагреву элемента. Далее этот циклический процесс повторяется. В результате этого позисторный элемент будет поддерживать практически постоянную температуру (рис. 1.19), равную критической температуре его материала. Очевидно, что такая стабилизация температуры возможна, если отдаваемая в окружающую среду тепловая мощность не превышает электрической мощности, потребляемой позистором. Таким образом, позисторная керамика обладает особым свойством самостабилизации температуры нагрева.



*Рис. 1.19. Изменение температуры  $T$  позисторного элемента и протекающего через него электрического тока  $I$  по времени  $\tau$*

По сравнению с обычными электронагревателями, выполненными на основе металлических или углеродных материалов, позисторные элементы обладают следующими преимуществами [188, 191-193]:

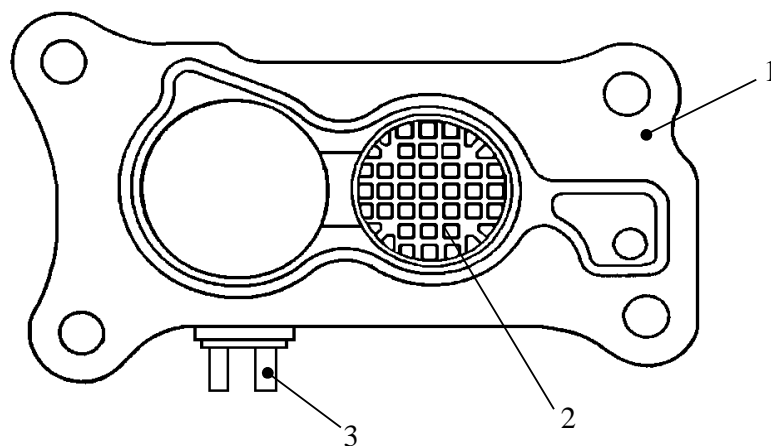
- обеспечивают автоматическую стабилизацию заданной температуры нагрева независимо от температуры окружающей среды и напряжения питания (естественно, в определенных, но довольно широких пределах);
- не требуют регулировки и настройки в эксплуатации, поскольку температура нагрева элемента задается составом керамики;
- позволяют обойтись без применения электронных регулирующих устройств, либо значительно их упростить;
- сравнительно быстро прогреваются до заданной температуры (за время от единиц до десятков секунд);
- потребляют от источника электроэнергии минимально необходимую мощность для поддержания заданной температуры;
- не содержат подвижных деталей, что способствует их высокой надежности;
- могут иметь разнообразную форму, что позволяет встраивать их в разные конструкции и узлы;
- сохраняют работоспособность в различных агрессивных средах благодаря высокой химической стойкости, в том числе в бензине, масле, дизельном топливе.

К отрицательным свойствам позисторной керамики можно отнести ее естественную хрупкость, приводящую к разрушению элемента при чрезмерных механических или термомеханических нагрузках (термоударах, вибрациях и т.п.). Кроме этого, поры на поверхности позисторной керамики должны быть закрыты каким-либо покры-

тием (металлическим, полимерным и др.) для предотвращения их загрязнения и изменения свойств керамического материала.

Использование позисторов позволяет создать компактные, экономичные, безопасные, дешевые саморегулирующиеся нагревательные устройства.

В 80-х годах прошлого на американских и японских автомобилях с карбюраторами и системами ЦВТ получили распространение сотовые позисторные подогреватели [54, 188], смонтированные в пластмассовой прокладке под смесительной камерой. По данным [188] в середине 80-х годов прошлого века 35 % американских автомобилей имели подогреватель, типичная конструкция которого показана на рис. 1.20 [194].



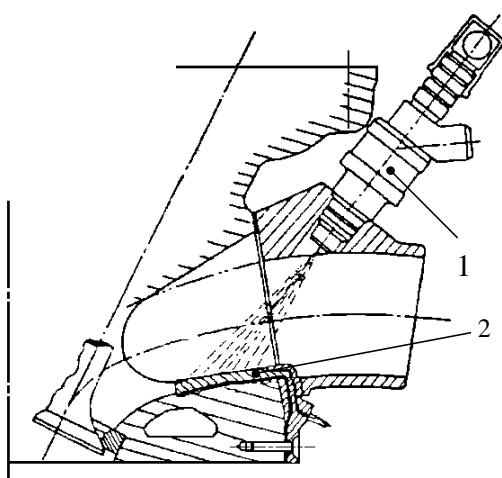
*Рис. 1.20. Конструкция сотового подогревателя, смонтированного в пластмассовой прокладке под блоком топливоподачи [194]:  
1 - прокладка; 2 - сотовый нагревательный элемент; 3 – токопроводы*

За рубежом при оснащении двигателя системой ЦВТ подобный подогреватель являлся обязательным компонентом системы и обеспечивал эффективную работу на режимах пуска, прогрева и х.х. двигателя, при этом незначительно увеличивая газодинамическое сопротивление впускного тракта на основных режимах работы двигателя. Кроме этого, установка такого подогревателя требует минимальных изменений впускного трубопровода. Его потребляемая мощность составляет около 350 Вт. Выход на рабочий режим осуществляется за 10...15 с. Рабочая температура поверхности нагревателя поддерживается на уровне 150 °С [188].

Предлагаются конструкции подогревателей и для двигателей с системами РВТ. Однако в этом случае их размещение во впускных



каналах головки цилиндров вблизи распылителя форсунки усложняется и становится менее технологичным, чем при использовании с карбюраторами или системами ЦВТ. Кроме этого, такие подогреватели могут вызывать значительное дополнительное газодинамическое сопротивление, что ведет к необходимости создания конструкций с подвижными нагревательными элементами, освобождающими каналы на основных рабочих режимах двигателя. В простейшем случае нагревательный элемент может располагаться на стенке впускного канала так, чтобы факел распыливаемого топлива попадал прямо на него (рис. 1.21) [195].



*Рис. 1.21. Конструкция неподвижного пластинчатого подогревателя для системы РВТ [195]: 1 – форсунка; 2 – электронагревательный элемент*

Информация об испытаниях позисторных подогревателей дается в работах [188, 193, 196]. Например, применение подобного подогревателя на двигателе с рабочим объемом 2,3 л, оснащенного системой РВТ, позволило снизить выбросы  $СН$  с 0,25 г/км до 0,11 г/км, а также заметно улучшить пусковые качества двигателя. Вместе с тем отмечается, что применение позисторных подогревателей с системами РВТ требует сравнительно больших затрат электроэнергии (примерно 75 Вт на цилиндр) для эффективного и быстрого нагрева теплоотдающей поверхности (за 5 секунд до 100 °С). В качестве проблемы отмечается также необходимость обеспечения высокой долговечности подогревателя (не менее 160 000 км пробега автомобиля).

Другие конструкции неподвижных и подвижных позисторных подогревателей для двигателей с РВТ предлагаются в патентах [197-200 и др.].

**Применение турбулизаторов потока топливовоздушной смеси** известно практически со времени появления первых бензиновых двигателей. Более чем за 100 лет были предложены различные сетки, решетки, насадки, турбинки, лопастные завихрители и т.п. Основной идеей их применения было создание повышенной турбулентности потока во впускном трубопроводе для улучшения смешения топлива и воздуха и снижения количества образующейся топливной пленки. При этом реализовывалась либо объемная турбулизация потока в трубопроводе, либо пристенная [201-204 и др.]. В любом случае главными достоинствами подобных устройств считались простота конструкции и низкая стоимость. Однако эффективность различных турбулизирующих устройств почти во всех случаях была невысокой, а в ряде случаев и нулевой. При этом часто одновременно с некоторым улучшением топливной экономичности и снижением токсичности двигателей наблюдалось ухудшение их мощностных показателей.

Одним из наиболее эффективных турбулизаторов потока ТВС явилась конструкция в виде усеченного полого конуса с перфорированными стенками, обращенного меньшим основанием вниз по течению потока [205]. Такие турбулизаторы устанавливались под смесительной камерой карбюратора и закручивали смесь, одновременно дробя частицы топлива, проходящие через перфорированные стенки конусов. По результатам дорожных испытаний этих устройств было выявлено повышение топливной экономичности на 8...13 % при одновременном снижении выбросов  $CO$  примерно на 60 %, уменьшении выделений  $CH$  на 40 % и некотором возрастании (до 5 %) образования  $NO_x$ . Этот результат можно считать лучшим для устройств подобного типа.

В целом применение турбулизаторов потока ТВС можно отнести к вспомогательным способам улучшения внешнего смесеобразования, особенно в условиях широкого распространения СВТ.

### **1.5. Перспективные направления развития внешнего смесеобразования**

Проведенный анализ возможностей улучшения внешнего смесеобразования двигателей с впрыском топлива позволяет выделить следующие перспективные направления совершенствования образования ТВС:

- улучшение диспергирования топлива с помощью ультразвукового или пневматического распыливания;
- интенсификация смесеобразования с использованием закрученных потоков как при ЦВТ, так и при РВТ;
- применение пленочного испарения топлива;
- электроподогрев ТВС с помощью позисторных элементов;
- использование турбулизаторов потока ТВС.

Наличие устройств электронной автоматики в составе современного автомобильного двигателя создает дополнительные возможности для совершенствования его рабочих процессов. В настоящее время уже проводятся работы по совершенствованию смесеобразования с использованием возможностей бортовой электронной автоматики. Например, разработаны [206-208] системы управления двигателем, способные учитывать количество топлива, оседающее на стенках впускного трубопровода, определять испаряемость применяемого топлива в конкретных условиях, рассчитывать его количество, перешедшее в паровую фазу и т.п. В двигателях с НВТ (внутреннее смесеобразование) уже реализуются сложные стратегии управления смесеобразованием и структура смеси изменяется от гомогенной до расслоенной в зависимости от режима работы двигателя.

При внешнем смесеобразовании с применением схем ЦВТ и РВТ наиболее целесообразным является обеспечение предельно возможной гомогенизации ТВС. В идеальном случае процессы гомогенизации смеси должны завершаться в очень короткие промежутки времени в ограниченном пространстве: при ЦВТ – в смесительной камере блока топливоподачи до поступления смеси в зону разветвления впускного трубопровода, при РВТ – в относительно коротких впускных каналах головки цилиндров до поступления ТВС в цилиндр. Однако из-за недостаточно высокой интенсивности протекания процессов смесеобразования при различных схемах впрыска топлива требуемая гомогенизация смеси не достигается.

Анализ современного уровня внешнего смесеобразования в двигателях с впрыском бензина показывает, что дальнейшее совершенствование процессов образования ТВС требует решения ряда важных задач, в частности:

- более полного выявления закономерностей испарения бензина при его впрыске на нагретую поверхность;

- развития теоретической базы для расчета массообменных процессов при взаимодействии топлива и воздуха;
- разработки научно обоснованных принципов конструирования смесеобразующих устройств для различных схем впрыска бензина;
- выявления и исследования новых высокоэффективных способов образования ТВС.

Даже частичное решение указанных задач позволит реализовать значительную долю имеющегося резерва повышения экологических и энергетических показателей автомобильных двигателей с впрыском топлива за счет рациональной организации и интенсификации процессов образования ТВС. Таким образом, актуальной проблемой двигателестроения, от решения которой зависит дальнейшее улучшение экологических и энергетических показателей автомобильных двигателей с впрыском бензина, является выявление закономерностей образования ТВС и создание на этой основе высокоэффективных способов и устройств для интенсификации процессов внешнего смесеобразования.

## Глава 2

# ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В ПРЯМОТОЧНЫХ И ЗАКРУЧЕННЫХ ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКАХ

Попытки создать теорию внешнего смесеобразования предпринимаются давно [18-21, 25], однако всеобъемлющая модель смесеобразования, пригодная для различных двигателей и разных схем подачи топлива, до настоящего времени не создана. Среди наиболее значительных шагов к обобщенной модели смесеобразования в двигателях с впрыском бензина можно назвать исследования [31, 41, 49, 50, 65, 71, 73, 78, 209-216]. При этом следует отметить, что ни в одной из известных нам работ смесеобразование в закрученном потоке глубоко не изучалось. Исследованию массотдачи в дисперсно-кольцевых потоках посвящено большое количество публикаций общего характера (прямо не связанных с поршневыми двигателями), включающих рассмотрение как осевого [217-221 и др.], так и закрученного течений [129, 131, 134, 222-224].

В качестве составляющих обобщенной модели смесеобразования можно считать подмодели:

- распыливания топлива электромагнитной форсункой;
- испарения капель и пленки топлива при их движении в канале;
- смешивания в процессе движения воздуха, паров топлива и не-испарившихся капель на участке «впускной канал – клапанная щель – цилиндр»;
- движения ТВС и капель топлива в цилиндре двигателя и их смешивания с остаточными газами.

В каждой из этих подмоделей необходимо учитывать нестационарность процессов, а также многофазность потоков и полифракционность бензина.

Сложность и объем общей теории внешнего смесеобразования для двигателей с впрыском бензина настолько велики, что трудно претендовать на решение этой глобальной задачи. Поэтому в соответствии с общей целью работы, ограничимся лишь решением частной задачи: создать математическую модель массообменных процессов в прямоточном и закрученном дисперсно-кольцевых двухфазных потоках.

Это позволит теоретически обосновать преимущества использования закрученного потока в процессах смесеобразования. Для решения поставленной задачи рассмотрим сначала особенности прямооточных и закрученных течений, а затем характеристики двухфазных потоков.

## 2.1. Характеристика прямооточных и закрученных течений

Огромное разнообразие потоков жидкостей и газов в природе и технике можно свести к двум типам – прямооточным и закрученным течениям. Первый тип потоков изучен довольно хорошо [225, 226]. Он характеризуется преобладающим значением осевой составляющей скорости  $v_x$  при нулевых (или пренебрежимо малых) величинах радиальной  $v_y$  и тангенциальной  $v_z$  составляющих:

$$v_x = V, \quad v_y = 0, \quad v_z = 0,$$

где  $V$  – полная скорость потока.

В отличие от этого, закрученные течения являются результатом сообщения потоку спирального движения с помощью специальных закручивающих устройств, о которых будет сказано далее. Закрученные потоки следует отличать от вихревых.

**Вихревым потоком** жидкости или газа называется такое течение, при котором его малые элементы (отдельные его частицы) перемещаются не только поступательно, но и вращаются вокруг некоторой мгновенной оси [227]. При этом вихревое течение может быть как ламинарным, так и турбулентным. Вращение элементарных объемов обусловлено здесь тем, что на поверхности стенки из-за действия сил трения скорость потока равна нулю, а при удалении от стенок она быстро возрастает, что приводит к различию скоростей соседних слоев. В результате тормозящего действия нижнего слоя и ускоряющего действия верхнего, возникает вращение частиц, т.е. создается вихревое течение.

Компоненты  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$  угловой скорости  $\omega$  отдельной частицы (т.е. компоненты вихря) определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \omega_x &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v_y}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial y} \right), \\ \omega_y &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v_x}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial x} \right), \\ \omega_z &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v_y}{\partial x} - \frac{\partial v_x}{\partial y} \right). \end{aligned} \right\}$$

В соответствии с теоремой Гельмгольца [226] характерной величиной для каждой вихревой трубки является произведение  $\omega f = const$ , которое определяет интенсивность вихря (здесь  $f$  – площадь сечения вихревой трубки, перпендикулярная вектору  $\omega$ ).

**Закрученные потоки** являются *пространственными* течениями в поле центробежных массовых сил. Они имеют целый ряд следующих особенностей, которые надо учитывать в расчетах и разработках различных технологических процессов [129, 134, 222-224, 228-229].

1. В закрученном потоке линии тока имеют спиралеобразную форму.
2. Потери энергии на трение в закрученном потоке компенсируются как за счет потенциальной энергии (статического давления), так и кинетической (динамического давления).
3. При закрутке потока из-за действия сил вязкости происходит непрерывное изменение структуры потока по длине канала вплоть до полного затухания вращательного движения.
4. Вследствие затухания вращательного движения по длине закручивающего аппарата происходит перестройка осевой скорости и появляется радиальная составляющая скорости, часто соизмеряемая по величине с тангенциальной и осевой составляющими. Особенно сильно этот эффект проявляется в каналах переменного сечения и при высокой степени закрутки потока.
4. В закрученных потоках наблюдается значительный радиальный градиент статического давления  $\partial P / \partial r = \rho v^2 / r$ .
5. В приосевой области закрученных потоков возникают обратные токи (рециркуляционная зона), представляющая собой замкнутую вихревую зону, которая может создавать значительные потери, подобные потерям в местном сопротивлении при прямоточном течении. Обратные токи являются результатом разности статических давлений,

возникающих из-за действия центробежной силы. По данным [222, 228], при определенных условиях (например, значительной закрутке), количество газа в зоне обратных токов может достигать 30...50 % всего газа, вводимого в закручивающий аппарат.

6. Кроме пограничного слоя на стенке закручивающего аппарата, в потоке выделяют две характерные области (рис.2.1, табл. 2.1).

Таблица 2.1

*Классификация областей течения закрученного потока*

Название области	Расположение области	Закон изменения тангенциальной скорости
<b>Квазитвердого вращения</b>	$r < r_{vmax}$	$v_{\tau} r = const$
Квазипотенциального вращения	$r > r_{vmax}$	$\frac{v_{\tau}}{r} = const$

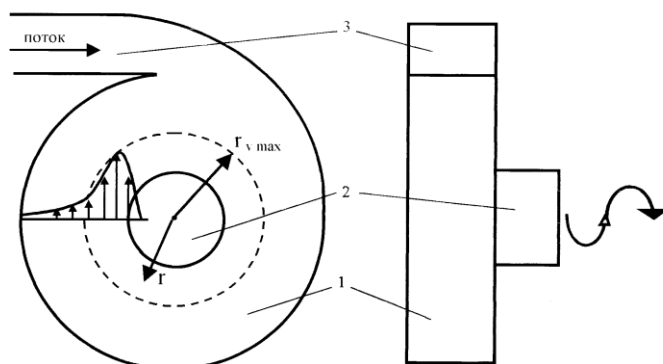


Рис. 2.1. Схема течения потока в закручивающем устройстве: 1- камера; 2 и 3 - выходной и входной (тангенциальный) каналы

Для создания закрученного течения используются самые разнообразные устройства – циклоны, вихревые камеры, шнековые, лопаточные, ленточные и др. завихрители [129, 134, 222]. При этом закрутка потока может быть полной или частичной. Вихревая камера (ВК) отличается от других устройств равномерным распределением ввода потока по периферии камеры, при этом каналов для ввода может быть несколько. Для циклонного аппарата характерен локализованный ввод потока.

Видимо, закрученные потоки являются естественной формой взаимодействия тела и сплошной среды [129, 231, 232]. Такое движе-



ние, вероятно, является оптимальным с энергетической точки зрения, в связи с чем часто встречается в живой и неживой природе. Так, совсем недавно открыто [233] явление вращательно-поступательного течения крови в системе кровообращения человека. Доказано, что вращательное движение потока является закономерным при его течении в канале. Многочисленные исследования [129-134 и др. ], свидетельствуют о том, что в технологических устройствах закрученный поток дает выигрыш в массоотдаче примерно в 2...3 раза по сравнению с прямоточным течением при одинаковых затратах мощности на перемещение равного количества газа.

Следует отметить чрезвычайную сложность физических явлений, протекающих в закрученных потоках. Многие вопросы, связанные с закрученными течениями, до сих пор остаются неясными, несмотря на применение современных методов экспериментального исследования и моделирования, использование новейшей компьютерной техники и мощных программных продуктов высокого уровня.

## **2.2. Особенности многофазных потоков**

Многофазные потоки, к которым относятся и газожидкостные течения, очень распространены в природе и технике. Их изучению посвящено огромное количество работ, однако и сегодня многие исследователи определяют эту область знаний как «ненадежную».

Двухфазные течения, являющиеся частным случаем многофазных потоков, представляют собой систему «газ-жидкость», обладающую исключительной сложностью как для экспериментального, так и для теоретического исследования. Эта сложность обусловлена следующими особенностями:

- огромным разнообразием геометрических форм межфазной поверхности и режимов течения;
- взаимодействием фаз в потоке;
- длительно сохраняющимся влиянием «предыстории» потока;
- значительным действием шероховатости стенок канала на течение;
- непрерывным изменением концентраций фаз по длине канала и невозможностью точно определить их распределение в потоке;
- значительным различием свойств компонентов потока.

Все эти факторы вызывают большие сложности при экспериментальном определении практически всех параметров двухфазного потока, не говоря уже о теоретическом исследовании таких течений.

Различают большое количество видов двухфазных потоков [217]. Наиболее близким по своей природе к тому течению, которое имеет место во впускном тракте бензинового двигателя с впрыском топлива на большинстве режимов его работы, является дисперсно-кольцевое течение (рис.2.2). Оно характеризуется разделением жидкой и газообразной фаз, движущихся с существенно различными скоростями, наличием кольцевой пленки на стенках канала, толщина которой на нижней части канала больше, чем на верхней. При этом на поверхности пленки образуются волны, распространяющиеся с большой скоростью. В реальном двигателе сложность течения возрастает также из-за наклонного расположения впускных каналов и пульсирующего потока воздуха.

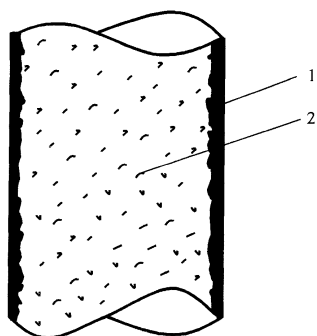


Рис. 2.2. Схема дисперсно-кольцевого течения: 1 – пленка жидкости; 2 – дисперсная (паровая) фаза

жидкой и газообразной фаз, движущихся с существенно различными скоростями, наличием кольцевой пленки на стенках канала, толщина которой на нижней части канала больше, чем на верхней. При этом на поверхности пленки образуются волны, распространяющиеся с большой скоростью. В реальном двигателе сложность течения возрастает также из-за наклонного располо-

жения впускных каналов и пульсирующего потока воздуха.

Важнейшим параметром, характеризующим режим течения пленки жидкости, является число Рейнольдса

$$Re_{пл} = \frac{\bar{u}_{пл} \cdot d_э}{\nu}$$

где  $\bar{u}_{пл}$  – средняя скорость жидкостной пленки, м/с;  $d_э$  – эквивалентный диаметр трубопровода, м<sup>2</sup>;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости потока, м<sup>2</sup>/с.

В зависимости от значения  $Re_{пл}$  различают [221, 235]:

- ламинарный безволновой режим движения ( $Re_{пл} < 12$ );
- ламинарный волновой режим ( $12 < Re_{пл} < 1200 \pm 200$ );
- область развития турбулентности ( $1200 \pm 200 < Re_{пл} < 2500$ );
- развитое турбулентное течение при  $Re_{пл} \geq 2500$ .

В случае рассмотрения кольцевых и пленочных течений огромное значение имеет исследование пограничного слоя (ПС) – тонкой области у твердой стенки или межфазной поверхности, где влияние

сил вязкого трения достаточно существенно. В ПС скорость жидкости меняется от нулевых значений на твердой стенке (условие прилипания) или от граничной скорости (на межфазной поверхности в системах с подвижной поверхностью раздела фаз) до скорости внешнего потока.

Различают динамический (скоростной), тепловой и диффузионный ПС. Каждый из них характеризуется значительным градиентом соответственно скорости, температуры и концентрации.

В связи с тем, что в двухфазных кольцевых течениях скорости переноса импульса, массы и теплоты лимитируются процессами переноса в ПС жидкости, уделим этой зоне двухфазного потока особое внимание при анализе условий смесеобразования в прямооточном и закрученном потоках.

Основной задачей теории массообмена является изучение явлений на межфазной поверхности. При этом необходимо установить вид механизма переноса вещества через межфазную поверхность – молекулярный (молекулярная диффузия) или турбулентный (турбулентная диффузия), а также выявить взаимодействие между фазами.

Вследствие сложности одновременно протекающих явлений в двухфазных системах до настоящего времени не создана полная теория массообмена на подвижной границе раздела фаз, поэтому в исследованиях используются упрощенные модельные представления.

Рассмотрим массоотдачу в процессе течения топливной пленки отдельно для случаев ламинарного и турбулентного ПС.

### **2.3. Процессы переноса в ламинарном пограничном слое дисперсно-кольцевых потоков**

Исследуем процессы переноса в ламинарном ПС при следующих условиях и допущениях.

1. Стационарный ламинарный поток жидкости движется по горизонтальной поверхности, а над поверхностью жидкости попутно перемещается газ.

2. Кривизну поверхности не учитываем в связи с тем, что толщина ПС в большинстве практических случаев существенно меньше линейных размеров тела.

3. Рассматриваем задачу в прямоугольных декартовых координатах.

4. Принимаем, что потоки жидкости и газа имеют постоянные физические свойства.

5. В ПС протекают процессы переноса импульса, теплоты и массы, при этом теплота передается путем проводимости через тонкий слой жидкости, а испарение происходит на границе раздела между пленкой и газовой (паровой) средой.

6. Потоки импульса, теплоты и массы поперек ПС имеют постоянные значения.

7. Процессы тепло- и массоотдачи рассматриваем во взаимосвязи, т.к. они тесно связаны в реальных устройствах смесеобразования. При этом используем известные аналогии в их протекании.

8. Считаем, что волнообразование на поверхности пленки не оказывает заметного влияния на осредненный профиль ее скорости (по толщине), поскольку толщина пленки меньше 1 мм [236].

Принятые допущения являются неизбежным следствием сложности исследуемых процессов.

На плоскости возникает ламинарный ПС, скорость жидкости в котором изменяется от нулевого значения на поверхности до скорости основного (внешнего) потока газа  $u_0$ .

Дифференциальные уравнения переноса импульса, массы и тепла для рассматриваемого случая записываются в известной форме [237]:

$$u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dP}{dx} + \nu \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2}, \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_x}{\partial x} = 0, \quad (2.2)$$

$$u_x \frac{\partial C}{\partial x} + u_y \frac{\partial C}{\partial y} = D_M \frac{\partial^2 C}{\partial y^2}, \quad (2.3)$$

$$u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}. \quad (2.4)$$

Здесь:  $u_x$  и  $u_y$  - продольная и поперечная составляющие скорости в ПС, м/с;  $T, P, \rho, \lambda, \nu, C_p$  - соответственно температура (К), давление (Па), плотность (кг/м<sup>3</sup>), коэффициент теплопроводности

(Вт/м·К), коэффициент кинематической вязкости ( $m^2/c$ ), удельная теплоемкость (Дж/(кг·К)) среды;  $C$  – концентрация вещества ( $кг/м^3$ ) в потоке газа;  $D_M$  - коэффициент молекулярной диффузии,  $m^2/c$ .

Граничными условиями при этом являются:

$$1. \text{ при } y=0, \quad u_x = u_y = 0, \quad T = T_{cm}, \quad C = C_{cm};$$

$$2 \text{ при } y = \delta, \quad u_x = u_o, \quad T = T_o, \quad C = C_o.$$

В этих равенствах индексы « $cm$ » и « $o$ » относятся соответственно к стенке и основному потоку. Величина  $\delta$  - толщина динамического ПС, м.

В случае выполнения условий  $dP/dx = 0$  и  $Pr = Sc = 1$  из уравнений (2.1)-(2.4) следует подобие распределения полей скоростей, температур и концентраций в ПС:

$$\frac{u_x}{u_o} = \frac{T_{cm} - T}{T_{cm} - T_o} = \frac{C_{cm} - C}{C_{cm} - C_o} \quad (2.5)$$

Тогда потоки импульса, массы и тепла в ПС определяются:

$$\tau_{cm} = \mu \cdot \left( \frac{\partial u_x}{\partial y} \right)_{y=0}, \quad (2.6)$$

$$j_{cm} = D_M \cdot \left( \frac{\partial C}{\partial y} \right)_{y=0}, \quad (2.7)$$

$$q_{cm} = \frac{\lambda}{\rho \cdot C_p} \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}. \quad (2.8)$$

В этих уравнениях  $\tau_{cm}, j_{cm}, q_{cm}$  - соответственно касательные напряжения трения на стенке ( $н/м^2$ ), удельный поток вещества ( $кг/м^2$ ) и удельный поток тепла ( $Дж/м^2$ ) от стенки к ядру потока;  $\mu$  - коэффициент динамической вязкости среды, Па·с.

Из уравнений (2.5)-(2.8) следует так называемая тройная аналогия Рейнольдса [237]:

$$St_T = St_D = \frac{C_f}{2}, \quad (2.9)$$

где тепловой  $St_T$  и диффузионный  $St_D$  критерии Стэнтона определяются выражениями

$$St_T = \frac{q_{cm}}{\rho \cdot u_o \cdot (T_o - T_{cm})}, \quad (2.10)$$

$$St_D = \frac{J_{cm}}{\rho \cdot u_o \cdot (C_o - C_{cm})}. \quad (2.11)$$

Безразмерный коэффициент поверхностного трения  $C_f$  выра-  
зится:

$$C_f = \frac{2\tau_{cm}}{\rho \cdot u_o^2}. \quad (2.12)$$

В уравнениях (2.10) и (2.11) отношения потоков к движущей  
силе

$$\frac{q_{cm}}{T_o - T_{cm}} = \alpha \quad \text{и} \quad \frac{J_{cm}}{C_o - C_{cm}} = \beta.$$

Здесь величины  $\alpha$  и  $\beta$  представляют собой коэффициенты теп-  
ло- и массоотдачи, характеризующие скорости переноса тепла и мас-  
сы в ПС.

По аналогии коэффициент переноса импульса  $\gamma$ , characterizing  
скорость его переноса, определится:

$$\frac{\tau_{cm}}{\rho \cdot u_o} = \gamma. \quad (2.13)$$

При соблюдении аналогии (1.9) эти коэффициенты имеют оди-  
наковое значение

$$\gamma = \beta = \alpha / \rho \cdot C_p \quad (2.14)$$

В случае, если  $Pr \neq Sc \neq 1$  неоднородность полей в ПС учитыва-  
ют обычно поправками  $m$  [237]:

$$St_T = \frac{C_f}{2Pr^{\frac{m-1}{m}}} \quad \text{и} \quad St_D = \frac{C_f}{2Sc^{\frac{m-1}{m}}}. \quad (2.15)$$

В этих уравнениях:  $Sc = \frac{\nu}{D_M}$  - критерий Шмидта;

$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\nu \cdot C_p \cdot \rho}{\lambda}$  - критерий Прандтля.

Значения  $m$  для ламинарного ПС на пластине для большинства  
случаев принимается  $m=3$  [237].

Связь между коэффициентами переноса  $\alpha, \beta, \gamma$  определяется на  
основе соотношений (2.15):

$$\gamma = \beta \cdot Sc^{\frac{m-1}{m}} = \frac{\alpha \cdot Pr^{\frac{m-1}{m}}}{\rho \cdot C_p}. \quad (2.16)$$

Поток импульса определится в общем виде

$$\tau = \mu \frac{u_o}{\delta_1}, \quad (2.17)$$

где  $\delta_1$  - толщина ПС с профилем скорости, аппроксимированным прямой.

Используя выражения (2.12) и (2.17), получим

$$\delta_1 = \frac{2\nu}{C_f \cdot u_o} \quad (2.18)$$

Локальный коэффициент трения на поверхности выражается [238]:

$$C_{f_x} = \frac{0,664}{\sqrt{Re_x}}, \quad \text{где } Re_x = \frac{u_o x}{\nu} \quad (2.19)$$

Тогда из двух последних выражений найдем

$$\delta_1 = \frac{2}{0,664} \cdot \frac{x}{\sqrt{Re_x}} \approx 3 \frac{x}{\sqrt{Re_x}} \quad (2.20)$$

Таким образом, мы получили новое выражение для определения приведенной толщины ПС, которая является его важнейшим параметром.

По данным [239], использование приведенной, а не действительной толщины ПС, дает погрешность, не превышающую 10...15%. Эта величина соответствует погрешности экспериментальных исследований тепломассообмена в двухфазных потоках.

В пределах этой погрешности потоки импульса, массы и теплоты (2.6) – (2.8) можно представить в форме:

$$\tau = \nu \cdot \rho \cdot \frac{u_o}{\delta_1} = \gamma \cdot \rho \cdot u_o, \quad (2.21)$$

$$j = D_M \frac{\Delta C}{\delta_D} = \beta (C_o - C_{cm}), \quad (2.22)$$

$$q = \rho \cdot C_p \cdot a \frac{\Delta T}{\delta_T} = \alpha (T_o - T_{cm}), \quad (2.23)$$

где  $\delta_1, \delta_D, \delta_T$  - величины динамического, диффузионного и теплового подслоя с линейным распределением соответствующих полей в пределах допустимой погрешности (10...15%).

Используя выражение (2.16) и три последних формулы, получим:

$$\delta_D = \frac{\delta_1}{Sc^{1/m}} \quad \text{и} \quad \delta_T = \frac{\delta_1}{Pr^{1/m}}. \quad (2.24)$$

Из уравнений (2.22) – (2.24) найдем коэффициенты массо- и теплоотдачи:

$$\beta = \frac{v}{\delta_1 \cdot Sc^{m-1}}, \quad \alpha = \rho \cdot C_p \cdot \frac{v}{\delta_1 \cdot Pr^{m-1}} \quad (2.25)$$

Подставляя в эти выражения значение  $\delta_1$  из (2.20), получим известные зависимости для определения локальных коэффициентов, найденные другим способом [240,241]:

$$\beta_x = 0,332 \sqrt{\frac{v \cdot u_o}{x}} \cdot Sc^{-\left(\frac{m-1}{m}\right)}, \quad (2.26)$$

$$\alpha_x = 0,332 \rho \cdot C_p \cdot \sqrt{\frac{v \cdot u_o}{x}} \cdot Pr^{-\left(\frac{m-1}{m}\right)}. \quad (2.27)$$

В критериальной форме это выразится:

$$Sh_x = 0,332 Re_x^{0,5} \cdot Sc^{\frac{1}{m}} \quad (2.28)$$

$$Nu_x = 0,332 Re_x^{0,5} \cdot Pr^{\frac{1}{m}} \quad (2.29)$$

Здесь:  $Sh_x = \frac{\beta \cdot x}{D_M}$  - критерий Шервуда (локальный);  $Nu_x = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda}$  -

критерий Нуссельта (локальный).

Теперь найдем коэффициенты массо- и теплоотдачи при ламинарном безволновом течении пленки жидкости по вертикальной поверхности. Если касательные напряжения на границе раздела фаз (газа и жидкости) незначительны, т.е. выполняется следующее условие  $|\tau_{z-жс}| \ll \rho_{жс} \cdot g \cdot \bar{\delta}$ , то профиль скорости пленки описывается формулой [242]:

$$u_z = \left( \bar{\delta} - \frac{y}{2} \right) \frac{g \cdot y}{\nu_{жс}}, \quad (2.30)$$



где  $\bar{\delta}$  - средняя толщина пленки жидкости, м;  $g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>. Индексы «г-ж» и «ж» относятся соответственно к границе раздела «газ – жидкость» и отдельно к жидкости.

Таким образом, скорость по толщине пленки изменяется по полупараболическому закону (2.30) от значения  $u_{г-ж}$  на межфазной поверхности ( $y = \bar{\delta}$ ), до нуля на стенке ( $y = 0$ ).

$$\text{Из работы [243] известно, что } \delta_{г-ж} = 6 \cdot \sqrt{\frac{v \cdot z}{3u_o}}, \quad (2.31)$$

где  $\delta_{г-ж}$  - толщина гидродинамического ПС на начальном участке течения пленки.

При параболическом профиле скорости в ламинарном ПС на поверхности и в ПС пленки жидкости справедливо соотношение [243]:

$$\frac{\delta}{\delta_1} = \frac{\delta_{г-ж}}{\delta_{1нл}}. \quad (2.32)$$

Для определения толщины  $\delta$  динамического ПС воспользуемся формулой [238, 244]:

$$\delta = 5,83 \cdot \sqrt{\frac{v \cdot x}{u_o}}. \quad (2.33)$$

После этого значение толщины подслоя  $\delta_{1нл}$  в ПС пленки (при аппроксимации скорости прямой линией) с учетом формул (2.20),

$$(2.31) - (2.33) \text{ выразится: } \delta_{1нл} = 3,1 \sqrt{\frac{v \cdot z}{3u_o}}. \quad (2.34)$$

Тогда при известном значении  $\delta_{1нл}$  с учетом уравнений (2.25) получим коэффициенты массо- и теплоотдачи для ламинарной безволновой пленки в поперечном направлении:

$$\beta_z = 0,558 \sqrt{\frac{v \cdot u_o}{z}} \cdot Sc^{-\left(\frac{m-1}{m}\right)} \quad (2.35)$$

$$\alpha_z = 0,558 \rho \cdot C_p \cdot \sqrt{\frac{v \cdot u_o}{z}} \cdot Pr^{-\left(\frac{m-1}{m}\right)}. \quad (2.36)$$

Используя известную связь между скоростью на межфазной поверхности пленки  $u_o = u_{г-ж}$  и средней скоростью жидкости в пленке

$$\bar{u}_{нл}: \frac{u_{г-ж}}{\bar{u}_{нл}} = \frac{3}{2}, \text{ путем интегрирования уравнений (2.35) и (2.36) по}$$

длине пути жидкости  $l$ , найдем средние коэффициенты массо- и теплоотдачи:

$$\beta = \frac{1}{l} \cdot \int_0^l \beta_z \cdot dz = 1,367 \sqrt{\frac{\nu \cdot \bar{u}_{нл}}{l}} \cdot Sc^{-0,5}, \quad (2.37)$$

$$\alpha = \rho \cdot C_p \cdot \frac{1}{l} \cdot \int_0^l \alpha_z \cdot dz = 1,367 \rho \cdot C_p \cdot \sqrt{\frac{\nu \cdot \bar{u}_{нл}}{l}} \cdot Pr^{-0,5} \quad (2.38)$$

Если в двух предыдущих выражениях среднюю скорость пленки  $\bar{u}_{нл}$  выразить в виде  $\bar{u}_{нл} = q_{жс} / \bar{\delta}$ , где  $q_{жс}$  - удельный расход жидкости через элементарную (единичную) площадку пленки, то получим уравнения:

$$\beta = 1,367 \left( \frac{q_{жс} \cdot D_M}{\pi \cdot l \cdot \bar{\delta}} \right)^{0,5} \quad \text{и} \quad \alpha = 1,367 \left( \frac{q_{жс} \cdot \lambda \cdot \rho \cdot C_p}{l \cdot \bar{\delta}} \right)^{0,5}. \quad (2.39)$$

Полученные нами новые выражения (2.39) справедливы при отсутствии волнообразования на поверхности пленки, т.е. если

$$Re_{нл} < Re_{вл} = 2,43 \cdot \left( \frac{\sigma^3}{g \cdot \nu^4 \cdot \rho^3} \right)^{1/11},$$

где  $Re_{вл}$  - число, характеризующее начало образования волн на поверхности пленки;  $\sigma$  - коэффициент поверхностного натяжения, н/м.

При ламинарном волновом течении пленки коэффициенты массо- и теплоотдачи больше, чем при безволновом в 1,5...2 раза [239, 245], что объясняется интенсификацией процессов переноса за счет волнообразования на поверхности пленки.

#### 2.4. Процессы переноса в турбулентном пограничном слое дисперсно-кольцевого двухфазного потока

При возрастании скоростей текущей пленки ламинарный ПС становится неустойчивым и при наличии каких-либо гидродинамических возмущений он переходит в турбулентный режим. Обычно этот режим наступает при  $Re_{нл} > 1400$  [221, 235].

Турбулентный ПС имеет более сложную структуру и согласно трехслойной модели Кармана состоит из вязкого подслоя, переходной и турбулентной областей. Математическое описание этой модели следующее:

- для вязкого подслоя

$$\frac{u_x}{u_*} = \frac{u_* y}{\nu} = \eta, \quad \frac{\nu_T}{\nu} = 0 \quad \text{при } \eta < 5;$$

- в переходной области

$$\frac{u_x}{u_*} = -3,05 + \ln \frac{u_* y}{\nu}, \quad \frac{\nu_T}{\nu} = \frac{u_* y}{5\nu} - 1 \quad \text{при } 5 \leq \eta \leq 30;$$

- в турбулентной области

$$\frac{u_x}{u_*} = 5,5 + 2,5 \ln \frac{u_* y}{\nu}, \quad \frac{\nu_T}{\nu} = \frac{u_* y}{2,5\nu} - 1 \quad \text{при } \eta > 30.$$

Здесь:  $\nu_T$  - коэффициент турбулентной вязкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $u_*$  - динамическая скорость трения,  $\text{м}/\text{с}$ .

Дифференциальные уравнения переноса импульса, массы и тепла в плоском стационарном турбулентном ПС имеют вид [244]:

$$u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dP}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\nu + \nu_T) \frac{\partial u_x}{\partial y} \right], \quad (2.40)$$

$$u_x \frac{\partial C}{\partial x} + u_y \frac{\partial C}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[ (D_M + D_T) \frac{\partial C}{\partial y} \right], \quad (2.41)$$

$$u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[ (a + a_T) \frac{\partial T}{\partial y} \right]. \quad (2.42)$$

Здесь:  $a$  и  $a_T$  - коэффициенты температуропроводности ( $\text{м}^2/\text{с}$ ) и турбулентной температуропроводности ( $\text{м}^2/\text{с}$ ) соответственно;  $D_T$  - коэффициент турбулентной диффузии,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Граничные условия при этом будут:

$$u_x = u_y = 0, \quad T = T_{cm}, \quad C = C_{cm} \quad \text{при } y = 0;$$

$$u_x = u_o, \quad T = T_o, \quad C = C_o \quad \text{при } y = \delta.$$

В каждой области турбулентного ПС профиль скорости и коэффициенты турбулентного обмена импульсом  $\nu_T$ , массой  $D_T$  и теплом  $a_T$  описываются различными функциями [246].

На основе данных уравнений строятся различные полуэмпирические модели массо- и теплоотдачи в одно- и двухфазных системах [246].

Для турбулентного ПС в случае  $\text{Pr} = \text{Sc} = 1$ ,  $\text{Pr} = \nu_T/a_T = 1$ ,  $\text{Sc}_T = \nu_T/D_T = 1$  применяется аналогия Рейнольдса (2.9). В этом слу-

чае при  $dP/dx = 0$  из уравнений (2.40) – (2.42) следует подобие профилей скоростей, концентрации и температуры

$$\frac{u_x}{u_o} = \frac{C - C_{cm}}{C_o - C_{cm}} = \frac{T - T_{cm}}{T_o - T_{cm}}. \quad (2.43)$$

Это позволяет записать

$$\frac{\tau_{cm}}{\rho \cdot u_o^2} = \frac{q_{cm}}{\rho \cdot C_p \cdot u_o \cdot (T_o - T_{cm})} = \frac{j_{cm}}{\rho \cdot u_o \cdot (C_o - C_{cm})}, \quad (2.44)$$

или  $St_T = St_D = C_f / 2$ .

При  $Pr \neq Sc \neq 1$  вводится поправка для учета неоднородности полей, вызванной молекулярным механизмом переноса. Эта поправка касается критериев Прантдля и Шмидта:

$$St_T = \frac{C_f}{2 Pr^{\frac{m-1}{m}}}, \quad St_D = \frac{C_f}{2 Sc^{\frac{m-1}{m}}}. \quad (2.45)$$

Для систем с подвижной поверхностью раздела фаз ( в частности, двухфазных потоков «газ-жидкость»)  $m = 2$  [247].

Из уравнений (2.45) следует связь между коэффициентами переноса импульса  $\gamma$ , массы  $\beta$  и тепла  $\alpha$ , аналогичная (2.16):

$$\gamma = \beta \cdot Sc^{\frac{m-1}{m}} = \frac{\alpha}{\rho \cdot C_p} \cdot Pr^{\frac{m-1}{m}}. \quad (2.46)$$

Если записать эти коэффициенты в виде

$$\gamma = \frac{\nu}{\delta_1}, \quad \beta = \frac{DM}{\delta_D}, \quad \alpha = \rho \cdot C_p \cdot \frac{a}{\delta_T}, \quad (2.47)$$

то с учетом выражения (2.46) можно установить соотношения между вязким, диффузионным и тепловым подслоями:

$$\delta_D = \delta_1 Sc^{-\frac{1}{m}}, \quad \delta_T = \delta_1 Pr^{-\frac{1}{m}}. \quad (2.48)$$

Здесь  $\delta_D$  и  $\delta_T$  - толщина диффузионного (концентрационного) и теплового подслоев пленки жидкости (м) соответственно.

Следует отметить, что в уравнениях (2.45) – (2.48) не учитывается неоднородность полей в ПС, вызванная турбулентным механизмом переноса, поэтому для развитого турбулентного режима эти выражения будут приближенными.

Для математического описания массо- и теплоотдачи при турбулентном движении широкое применение получила модель диффузионного ПС [242, 247], согласно которой в вязком подслое происходит

постепенное затухание турбулентных пульсаций. Под диффузионным ПС понимают тонкий слой жидкости, прилегающий к поверхности раздела, в котором преобладающей является молекулярная диффузия и происходит резкое изменение концентрации вещества. Эффективная толщина  $\delta_D$  этого ПС может быть определена из соотношения

$$\delta_D \approx D_M^{1/6} \cdot \nu^{1/6} \cdot \sqrt{\frac{x}{u_o}}$$

В этом случае потоки массы и тепла в ПС определяются:

$$j = (D_M + D_T) \frac{dC}{dy}, \quad (2.49)$$

$$q = \rho \cdot C_p \cdot (a + a_T) \frac{dT}{dy}. \quad (2.50)$$

Сопротивление переносу массы и тепла запишется в виде

$$\frac{1}{\beta} = \frac{C_o - C_{cm}}{j} = \int_0^{\delta_1} \frac{dy}{D_M + D_T}, \quad (2.51)$$

$$\frac{1}{\alpha} = \int_0^{\delta_1} \frac{dy}{\rho C_p (a + a_T)}, \quad (2.52)$$

где коэффициенты турбулентного обмена определяются законом затухания турбулентных пульсация в вязком подслое:

$$D_T = D_T(y) \text{ и } a_T = a_T(y).$$

Для коэффициентов  $a_T(y)$  и  $D_T(y)$  в пределах вязкого подслоя принимают обычно степенные зависимости расстояния до межфазной поверхности [248]:  $a_T \approx D_T = \tilde{u}_y \cdot l = \tilde{u} \cdot y^n / \delta_1 = \tilde{u} \cdot \delta_1 \cdot (y/\delta_1)^n$ . (2.53)

В последнем выражении  $\tilde{u}$  и  $\tilde{u}_y$  - соответственно пульсационная скорость (м/с) вязкого подслоя и ее поперечная составляющая;  $n$  – показатель степени.

Пульсационную скорость  $\tilde{u}$  на границе вязкого подслоя выразим через динамическую скорость трения  $u_*$ . В буферной области турбулентного ПС поток импульса  $\tau_T$  выражается через  $\tilde{u}$  в виде:

$$\tau_T = \frac{\rho \cdot \nu_T \cdot du_x}{dy} = \rho \cdot \tilde{u}^2.$$

Считая одинаковыми потоки импульса внутри вязкого подслоя  $\tau_1 = u_*^2 \cdot \rho$  и на его границе  $\tau_T = \tilde{u}^2 \cdot \rho$ , получим:  $u_* = \tilde{u}$ . Тогда выражения для определения коэффициентов турбулентного обмена запишутся в виде

$$a_T \approx D_T = u_* \cdot \delta_1 \cdot (y/\delta_1)^n. \quad (2.54)$$

В последнем выражении значение показателя степени  $n$  зависит от гидродинамических условий взаимодействия фаз. Значение  $n$  устанавливает зависимость между коэффициентами массоотдачи, молекулярной диффузии  $D_M$  и температуропроводности  $a$ .

При  $y = \delta_D$ ,  $D_T = D_M$ ,  $y = \delta_T$ ,  $a_T = a$  и выражение (2.54) примет вид:

$$D_M = u_* \cdot \delta_1 \cdot (\delta_D/\delta_1)^n, \quad (2.55)$$

$$a = u_* \cdot \delta_1 \cdot (\delta_T/\delta_1)^n \quad (2.56)$$

или 
$$\frac{a}{\delta_T} = u_* \cdot (\delta_T/\delta_1)^{n-1} \quad (2.57)$$

$$\frac{D_M}{\delta_D} = u_* \cdot (\delta_D/\delta_1)^{n-1}, \quad (2.58)$$

где  $\frac{D_M}{\delta_D} = \beta$ ;  $\frac{a \cdot \rho \cdot C_p}{\delta_T} = \alpha$  - соответственно коэффициенты массо- и теплоотдачи.

Используя выражение (2.48), получим из (2.49) и (2.50) связь между коэффициентами:

$$\beta \sim (D_M)^{\frac{n-1}{m}}, \quad \alpha \sim a^{\frac{n-1}{m}}. \quad (2.59)$$

В системах «газ-жидкость» (или «пар-жидкость») экспериментально установлена зависимость  $\beta \sim D_M^{0,5}$  [249]. Следовательно,  $m = n = 2$ .

Подставляя значения коэффициента  $D_T$  из уравнения (2.54) в выражение (2.51), при  $n=2$  получим:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\beta} &= \delta_1 \int_0^1 \frac{d(y/\delta_1)}{D_M + u_* \cdot \delta_1 \cdot (y/\delta_1)^2} = \frac{1}{u_*} \int_0^1 \frac{d(y/\delta_1)}{D_M/u_* \cdot \delta_1 + (y/\delta_1)^2} = \int_0^1 \frac{d\phi}{(\sqrt{\chi})^2 + \phi^2} = \\ &= \frac{1}{u_*} \frac{1}{\sqrt{\chi}} \operatorname{arctg} \cdot \left( \phi \sqrt{\frac{1}{\chi}} \right) \Big|_0^1 \end{aligned} \quad (2.60)$$

Здесь обозначено:  $\phi = y/\delta_1$ ;  $\chi = D_M/u_* \delta_1 = (R_1 Sc)^{-1}$ ;  $R_1$  - относительная (безразмерная) толщина вязкого подслоя.

В результате получим новое выражение для определения коэффициента массоотдачи:

$$\beta = \frac{u_*}{\arctg \sqrt{R_1 \cdot Sc} \cdot \sqrt{R_1 \cdot Sc}} = \frac{1}{\arctg \sqrt{R_1 \cdot Sc}} \cdot \sqrt{\frac{\tau_{г-ж}}{\rho_{ж} \cdot R_1 \cdot Sc}} \quad (2.61)$$

Используя формулу (2.61), а также диффузионный критерий Стэнтона  $St_D = \beta/u_o$  и безразмерный коэффициент трения  $C_f$ , запишем:

$$St_D = \frac{1}{\arctg \sqrt{R_1 \cdot Sc}} \cdot \sqrt{\frac{C_f}{2R_1 \cdot Sc}} \quad (2.62)$$

Аналогично (2.61) записывается выражение для коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{\rho \cdot C_p \cdot u_*}{\arctg \sqrt{R_1 \cdot Pr} \cdot \sqrt{R_1 \cdot Pr}} \quad (2.63)$$

Полученные уравнения (2.61) и (2.62) связывают коэффициент массоотдачи с касательными напряжениями на поверхности раздела в системе «газ-жидкость» и с коэффициентом трения в этой системе. Эти выражения являются развитием гидродинамической аналогии в турбулентном потоке.

Параметр  $R_1 = u_* \delta_1/\nu$  при турбулентном движении однофазного потока на твердой поверхности имеет значение [225]  $R_1' = 11,6$ . Здесь и далее параметры с одним штрихом (') относятся к однофазному потоку, без штриха – к двухфазному.

В системе «газ-жидкость» с подвижной поверхностью раздела фаз, а также при наличии гидродинамических возмущений, параметр пограничного слоя  $R_1$  может принимать другие значения.

Выразим  $R_1$  в системе «газ-жидкость» через указанное значение  $R_1' = 11,6$ . Для этого запишем соотношение

$$\frac{R_1'}{R_1} = \frac{(u_* \cdot \delta_1)'}{u_* \cdot \delta_1} \quad (2.64)$$

Значение  $\delta_1'/\delta_1$  найдем из выражения для определения безразмерных коэффициентов трения для однофазного и двухфазного потоков:

$$C_f' = \frac{2\tau'}{\rho \cdot u_o^2}, \quad C_f = \frac{2\tau_{г-ж}}{\rho \cdot u_o^2}. \quad (2.65)$$

Воспользуемся допущением о том, что поток импульса поперек ПС – величина постоянная:  $v \cdot \rho \cdot \frac{\partial u_x}{\partial y} = \tau = const.$  (2.66)

При этом касательные напряжения в выражениях (2.65) с небольшой погрешностью можно представить в виде

$$\tau' = \rho \cdot v \cdot \left( \frac{u_1}{\delta_1} \right)', \quad \tau_{г-ж} = \rho \cdot v \cdot \frac{u_1}{\delta_1}, \quad (2.67)$$

где  $u_1$  – скорость жидкости на границе вязкого подслоя.

При идентичности гидродинамических условий течения однофазного потока на твердой стенке и движения пленки жидкости в двухфазном потоке имеем:  $u_o' = u_o$  и  $u_1' = u_1$ . Тогда из уравнений (2.64) – (2.67) получим значение  $R_{1,ж}$  в ПС пленки, взаимодействующей с газовым потоком:

$$R_{1,ж} = 11,6 \sqrt{C_f' / C_{fж}} = 11,6 \sqrt{\tau' / \tau_{г-ж}}. \quad (2.68)$$

Из последнего выражения следует, что коррекция параметра  $R_{1,ж}$  осуществляется за счет изменения потока импульса  $\tau_{г-ж}$  на границе раздела фаз, по сравнению с потоком импульса  $\tau'$  в ПС однофазного потока.

Безразмерный коэффициент трения при движении однофазного потока в канале равен [225]:

$$C_f' = \frac{0,0791}{Re^{0,25}} \quad \text{при} \quad Re = \frac{u_o \cdot d}{v}. \quad (2.69)$$

Скорость на внешней границе турбулентного ПС пленки близка к средней скорости жидкости на межфазной поверхности  $u_o = u_{г-ж}$  (за исключением небольшого участка гидродинамической стабилизации потока). В работах [242, 250] на основе гидродинамической аналогии переноса импульса и массы получено выражение для расчета  $u_{г-ж}$  в развитом турбулентном ПС в системе «газ – жидкость»:



$$u_{2-ж} \sqrt{\frac{\tau_{2-ж}}{\rho_{ж}} \cdot R_{1ж}} \cdot \left( \frac{\pi}{2} + \sqrt{R_{1ж}} \right). \quad (2.70)$$

Таким образом, значение  $R_{1ж}$  может быть найдено путем решения уравнений (2.68) – (2.70).

Созданная модель массоотдачи (уравнения (2.61), (2.68) – (2.70)) позволяет получить значение коэффициента массоотдачи в двухфазном потоке при известном значении касательного напряжения трения  $\tau_{2-ж}$  и определении параметра  $R_{1ж}$ .

## **2.5. Моделирование массоотдачи в двухфазном потоке при прямоочном и закрученном движении фаз**

Движение пленки жидкости по стенкам канала сопровождается воздействием на ее свободную поверхность газового (парового) потока. При незначительной скорости газа относительно поверхности пленки (до 10 м/с) это взаимодействие несущественно и течение пленки можно рассматривать как свободное движение жидкости вдоль твердой поверхности. Если скорость газового потока превышает 10 м/с, то наблюдается резкая интенсификация процессов переноса в пленке [251, 252, 253] и гидродинамический режим течения определяется главным образом, потоком газа. За счет действия значительных сил трения на межфазной поверхности происходит увлечение пленки жидкости. С увеличением скорости газа при  $Re_{пл} = const$  наблюдается примерно пропорциональное увеличение коэффициента массоотдачи в жидкой фазе.

Газожидкостный дисперсно-кольцевой поток характеризуется совместным движением двух фаз в виде трех составляющих – газа, капля жидкости в потоке газа и жидкости в виде пленки, которая движется по стенкам канала. Наличие жидкой пленки на стенке существенно влияет на гидравлическое сопротивление канала, а от скорости газового потока в значительной степени зависит толщина пленки [235, 243].

Рассмотрим прямоочное турбулентное осевое течение движение газа и пленки жидкости в цилиндрическом канале, когда касательное напряжение на поверхности раздела фаз  $\tau_{2-ж}$  значительно превышает напряжение на стенке  $\tau_{cm} = \rho_{ж} g \bar{\delta}$ , обусловленное только

силами тяжести, т.е.  $\tau_{г-ж} \gg \tau_{см}$ . Обычно такой режим реализуется в турбулентных потоках при скорости газового потока более 10 м/с.

В работах [246, 254] на основе различных подходов получены результаты, свидетельствующие о том, что кинетические характеристики прямоочных дисперсно-кольцевых течений можно выразить через потери энергии в двухфазной системе. Предлагаемые уравнения в качестве составляющих включают касательные напряжения на межфазной поверхности или перепад давления, вызванный трением газа и жидкости, а также эмпирические коэффициенты, которые определяются в зависимости от режима движения фаз.

Для описания процессов переноса в турбулентной пленке в режиме сильного взаимодействия используем модель диффузионного пограничного слоя. Определим условия течения потока и примем некоторые допущения.

1. Считаем, что основное сопротивление переносу сосредоточено в вязком подслое, где происходит перенос импульса и массы как молекулярным, так и турбулентным механизмами.

2. Показатель степени в законе затухания турбулентных пульсаций (формула (2.54)) в вязком подслое жидкой пленки равен  $n=2$ .

3. Профиль скоростей в турбулентной пленке описывается степенным законом с показателем степени  $n=7$ .

4. Расположение исследуемого канала с дисперсно-кольцевым течением принимаем произвольным - от горизонтального до вертикального.

5. Считаем, что пленка равномерно распределяется по всему периметру канала, т.е. разницей между количеством пленки на верхней и нижней стенке канала пренебрегаем.

6. Действие сил тяжести элементарных частиц пленки жидкости не учитываем.

Тогда коэффициент массоотдачи найдется по полученному нами уравнению (2.61):

$$\beta_{ж} = \frac{u_{*ж}}{\arctg \sqrt{R_{1ж}} \cdot Sc_{ж}} = \frac{1}{\arctg \sqrt{R_{1ж}} \cdot Sc_{ж}} \cdot \sqrt{\frac{\tau_{г-ж}}{\rho_{ж} \cdot R_{1ж}} \cdot Sc_{ж}} \quad (2.71)$$

С учетом допущения 3 толщину вязкого подслоя для участка стабилизированного течения найдем с использованием следующей формулы [250]:

$$R_1 = \left( \frac{u_o}{u_*} \right)^{\frac{n}{n-1}} \left( \frac{\nu}{u_* \cdot \delta} \right)^{\frac{1}{n-1}}. \quad (2.72)$$

Здесь показатель степени  $n=7$ .

Тогда

$$R_{1ж} = \left( \frac{1,15 \cdot \bar{u}_{нл}}{u_{*ж}} \right)^{\frac{7}{6}} \left( \frac{\nu_{ж}}{u_{*ж} \cdot \bar{\delta}} \right)^{\frac{1}{7}}, \quad (2.73)$$

где средняя скорость жидкости в пленке имеет значение  $\bar{u}_{нл} = q/\bar{\delta}$ , а средняя толщина пленки может быть определена экспериментально.

Проведенные ориентировочные расчеты показывают, что в двухфазном потоке параметр  $R_{1ж}$  в ПС пленки меньше значения  $R_1'$  и в большинстве случаев составляет  $R_{1ж}=6...8$ . При этом среднее значение  $u_{г-ж}$  находится в пределах 1,1...1,3 от средней скорости жидкости в турбулентном потоке.

Важным параметром ПС является касательное напряжение трения  $\tau_{г-ж}$ , от достоверности определения которого значительно зависит погрешность расчета коэффициента массоотдачи. К сожалению, пока отсутствуют точные методы расчета  $\tau_{г-ж}$  в прямоочных осевых и тем более закрученных дисперсно-кольцевых потоках жидкости и газа.

Между тем, известен интересный подход к определению  $\tau_{г-ж}$  по измеренным коэффициенту гидравлического сопротивления или перепаду давления в дисперсно-кольцевом потоке [255]. Рассмотрим расчет коэффициента массоотдачи на основе экспериментально определенного перепада давления  $\Delta P_k$  в цилиндрическом канале при осевом и закрученном движении фаз (осевое движение при этом рассматривается как частный случай закрученного течения).

Запишем условие баланса сил, действующих в канале на газовый поток, в проекции на ось канала. При этом будем рассматривать общий случай, независимо от того, прямоочное или закрученное движение потока:

$$\Delta P_{тр} \cdot S_г = \tau_{г-ж} \cdot S_{ф} \cdot \cos \varphi, \quad (2.74)$$

где:  $S_\phi$  – площадь межфазной поверхности в канале, м<sup>2</sup>;  $\varphi$  – угол закрутки потока (движения пленки в канале), рад.

Площадь свободного сечения канала при этом определится

$$S_2 = \frac{\pi}{4}(d - 2\bar{\delta})^2. \quad (2.75)$$

Здесь  $d$  – диаметр канала, м.

Отсюда можно найти касательное напряжение на границе раздела фаз:

$$\tau_{2-ж} = \frac{\Delta P_{mp} \cdot S_2}{S_\phi \cdot \cos \varphi}, \quad (2.76)$$

где  $\Delta P_{mp}$  – перепад давления в двухфазной системе, обусловленный трением газа и жидкости.

Поскольку при движении двухфазного потока поверхность контакта фаз (межфазная поверхность) не может быть определена непосредственно, механизм процесса описывается объемным коэффициентом массоотдачи  $\beta_o$ , т.е. относится к поверхности контакта  $S_\phi$ , заключенной в единице объема газа  $W$  и контактирующей жидкости. Тогда на основе уравнений (2.71) и (2.76) получим новую формулу для расчета объемного коэффициента массоотдачи:

$$\beta_o = \frac{\beta_{жс} \cdot S_\phi}{W} = \frac{4}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot \arctg \sqrt{R_{1ж}} \cdot Sc_{жс}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{mp} \cdot S_2 \cdot S_\phi}{\rho_{жс} \cdot R_{1жс} \cdot Sc_{жс} \cdot \cos \varphi}}, c^{-1}. \quad (2.77)$$

Здесь  $W$ ,  $d$ ,  $l$  – соответственно объем (м<sup>3</sup>), диаметр (м<sup>2</sup>) и длина канала (м).

Найденное выражение (2.77) показывает, что эффективность процессов массоотдачи тесно связана с уровнем газодинамического сопротивления смесеобразующего устройства – чем больше сопротивление, тем выше массоотдача (при прочих равных условиях). Этот принципиально важный вывод показывает, что за улучшение смесеобразования мы неизбежно должны платить затратами энергии, в данном случае – энергии самого потока. Из этого же выражения следует, что массоотдачу от пленки жидкости в двухфазном потоке можно повысить за счет увеличения межфазной поверхности  $S_\phi$  при контакте фаз или за счет возрастания площади свободного сечения канала  $S_2$ . Во всех случаях связь между коэффициентом массоотдачи  $\beta_o$  и

величинами  $\Delta P_{тр}$ ,  $S_{\phi}$  и  $S_z$  будет носить степенной характер:  
 $\beta_o \sim (\Delta P_{тр} \cdot S_{\phi} \cdot S_z)^{0,5}$ .

Из формулы (2.77) также вытекает, что чем меньше плотность жидкости  $\rho_{жс}$ , тем выше коэффициент массоотдачи  $\beta_o$ . Из практики известно, что все жидкости с малой плотностью легко испаряются, что косвенно подтверждает правильность полученного выражения (2.77). В такой же мере на значение коэффициента массоотдачи влияет и угол закрутки потока (движения пленки в канале).

Следует отметить, что поскольку точный расчет межфазной поверхности  $S_{\phi}$  при прямоточном движении жидкости и газа в цилиндрическом канале связан со значительными трудностями, примем ее значение равным геометрической поверхности без учета волнообразования, т.е.  $S_{\phi} = \pi(d - 2\bar{\delta})l$ . Однако при этом следует иметь ввиду, что такое упрощение при больших расходах жидкости и значительных скоростях газа в некоторых случаях может дать заниженное на 20...30% значение объемного коэффициента массоотдачи  $\beta_o$  [237].

В формуле (2.77) необходимо определить перепад давления  $\Delta P_{тр}$ , обусловленный трением газа и жидкости. В общем случае суммарные затраты энергии (потери давления  $\Delta P_k$ ) на движение двухфазного дисперсно-кольцевого потока в цилиндрическом канале складываются из затрат энергии на ускорение пленки жидкости от начальной до средней скорости, на срыв капель жидкости газовым потоком, на транспортировку капель в канале и на трение газа о межфазную поверхность пленки [256]:

$$\Delta P_k = \Delta P_{уск} + \Delta P_{ср} + \Delta P_{ун} + \Delta P_{тр}. \quad (2.78)$$

В этой формуле:  $\Delta P_{уск}$ ,  $\Delta P_{ср}$ ,  $\Delta P_{ун}$ ,  $\Delta P_{тр}$  - соответственно потери давления на ускорение пленки жидкости, срыв капель с ее поверхности, унос капель в потоке, на трение между газом и жидкостью в двухфазном потоке.

Известно, что потери давления на ускорение пленки жидкости  $\Delta P_{уск}$  составляют около 0,25...0,5% от  $\Delta P_k$  [256, 257]. Затраты энергии на срыв капель с поверхности пленки  $\Delta P_{ср}$  на превышают 2...3% [258,259]. Расчет потерь давления  $\Delta P_{ун}$  на транспортировку капель жидкости показывает, что эти потери составляют 15...25% от всего

перепада давления  $\Delta P_k$  [260]. В то же время, по данным работы [261] эта составляющая потеря давления находится в пределах 6...11% от  $\Delta P_k$ . Обобщая сказанное, можно сделать вывод о том, что потери давления, обусловленные трением газа и жидкости, составляют

$$\Delta P_{тр} = (0,8...0,95)\Delta P_k. \quad (2.79)$$

При прямоточном осевом движении фаз в цилиндрическом канале угол движения пленки жидкости по отношению к оси канала составляет  $\varphi = 0^\circ$ .

При закрученном течении фаз в цилиндрическом канале потери давления в канале, кроме тех составляющих, которые имеют место в прямоточных течениях, включают затраты энергии на закрутку газового потока  $\Delta P_{закр}$ :

$$\Delta P_k = \Delta P_{уск} + \Delta P_{ср} + \Delta P_{ун} + \Delta P_{тр} + \Delta P_{закр}. \quad (2.80)$$

Известно [262], что при винтовом движении двухфазного потока и скоростях газового потока до 50 м/с срыва капле с поверхности пленки не наблюдается. Это объясняется действием значительной центробежной силы, возникающей при вращении газожидкостного потока. При скоростях потока более 50 м/с возможен срыв частиц жидкости с поверхности пленки, но под действием центробежной силы эти частицы снова прижимаются к пленке [262]. Таким образом, можно считать, что составляющие потерь давления  $\Delta P_{уск}$ ,  $\Delta P_{ср}$  и  $\Delta P_{ун}$  пренебрежимо малы по сравнению с общими потерями  $\Delta P_k$  и их значения можно не учитывать при расчете. Тогда потери давления, обусловленные трением газа и жидкости, определяются

$$\Delta P_{тр} = \Delta P_k - \Delta P_{закр}. \quad (2.81)$$

Для нахождения  $\Delta P_{тр}$  в закрученном потоке необходимо знать величину  $\Delta P_{закр}$ . Существует множество работ [129, 134, 222, 263-268], в которых эта задача решалась как теоретическим, так и экспериментальным путями. Однако для тангенциально-щелевого закручивающего устройства, применяемого нами для совершенствования смесеобразования в двигателях с впрыском бензина, с достаточной точностью теоретически определить величину  $\Delta P_{закр}$  сложно. Нами предлагается новый метод экспериментального определения этой величины, о котором будет сказано в главе 4.

Второй неизвестной величиной является угол  $\varphi$  движения пленки жидкости в закрученном потоке. Его определение для тангенциально-щелевых закручивающих устройств также не описано в известных нам работах, поэтому для его нахождения нами получена формула (подробнее см. гл. 4)

$$\varphi = \arctg \frac{\pi d}{kh}, \quad (2.82)$$

где  $k$  – число тангенциальных каналов в закручивающем устройстве;  $h$  – их высота.

Результаты расчетов объемных коэффициентов массоотдачи  $\beta_0$  для прямого и закрученного движения фаз по итоговому уравнению (2.77) представлены на рис. 2.3. Эти расчеты выполнены с использованием ряда экспериментальных данных, методика получения которых приведена в главе 3.

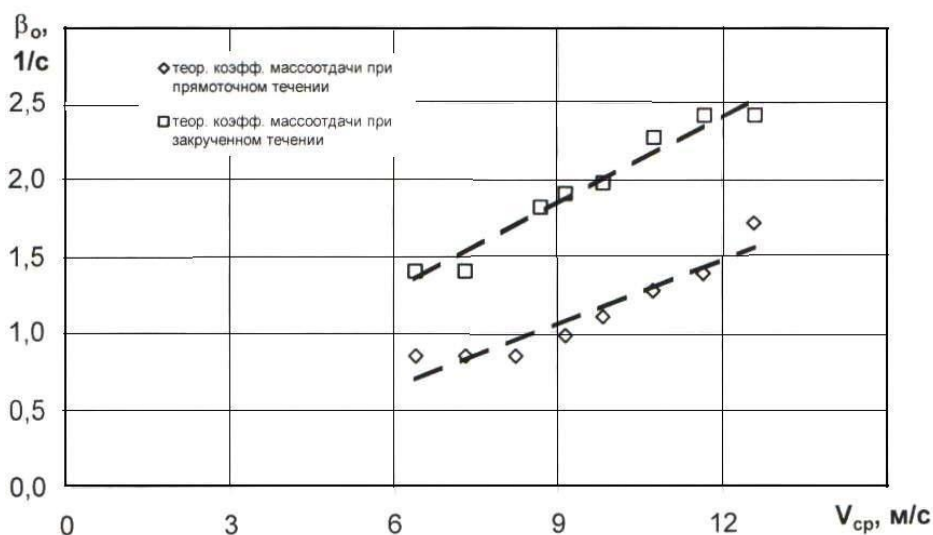


Рис. 2.3. Расчетные зависимости объемного коэффициента массоотдачи  $\beta_0$  для прямого и закрученного течений двухфазного потока от среднерасходной скорости  $V_{ср}$  потока в канале

Анализ полученных расчетных данных показывает, что в закрученном двухфазном потоке следует ожидать значительно более высоких объемных коэффициентов массоотдачи  $\beta_0$  по сравнению с прямоточным двухфазным течением. При использовании закрученного потока возможно более интенсивное смешение топлива и воздуха,

что подтверждает сравнение зависимостей  $\beta_o = f(V_{cp})$  на последнем графике.

Дальнейший анализ расчетных и экспериментальных данных (см. главу 3) свидетельствует о том, что разработанная математическая модель массообменных процессов в прямоточных и закрученных дисперсно-кольцевых течениях обладает удовлетворительной погрешностью и может быть использована на практике.



## Глава 3

# ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ПРОЦЕССОВ ИСПАРЕНИЯ ТОПЛИВА В РАЗЛИЧНЫХ ФИЗИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

Задачами данного этапа исследований являются:

- экспериментальное определение показателей массоотдачи в прямоточном и закрученном двухфазных дисперсно-кольцевых потоках;
- экспериментальное исследование процессов испарения топливной пленки при впрыске топлива на нагретую поверхность.

### 3.1. Аппаратура и методика исследования процессов массообмена в двухфазных прямоточных и закрученных потоках

До настоящего времени все исследователи, изучающие процессы образования ТВС, оперировали такими понятиями, как структура смеси (доли топлива, находящегося в виде пленки, капель и пара) и дисперсность распыливания топлива (спектр распределения капель по диаметру или средний диаметр  $d_{32}$  распыливания топлива по Заутеру). Эти показатели смесеобразования дают некоторое представление о качестве приготовления ТВС, однако они не характеризуют интенсивность протекающих процессов и не позволяют анализировать взаимосвязи между физическими факторами, влияющими на процессы образования смеси.

Поэтому впервые для оценки интенсивности процессов образования ТВС при моделировании смешения топлива и воздуха был использован конкретный физический критерий – объемный коэффициент массоотдачи  $\beta_o$ . Такой подход к изучению процессов массообмена позволяет также связать данные физического эксперимента с результатами проведенного теоретического исследования (гл. 2).

Анализ публикаций [30, 52, 75, 130, 131, 153, 161, 220, 239, 252, 265 и др.], посвященных экспериментальному исследованию процессов массообмена в двухфазных газожидкостных потоках, показал, что глубоко разработанных достоверных методов, пригодных для изучения процессов образования топливовоздушных смесей, к сожалению, не существует.

Для проведения исследований в двухфазных потоках была разработана собственная методика и специальная аппаратура для изучения процессов массоотдачи при движении топливной пленки в двухфазном потоке.

Схема рабочего участка экспериментальной установки представлена на рис.3.1, а его внешний вид – на рис. 3.2.

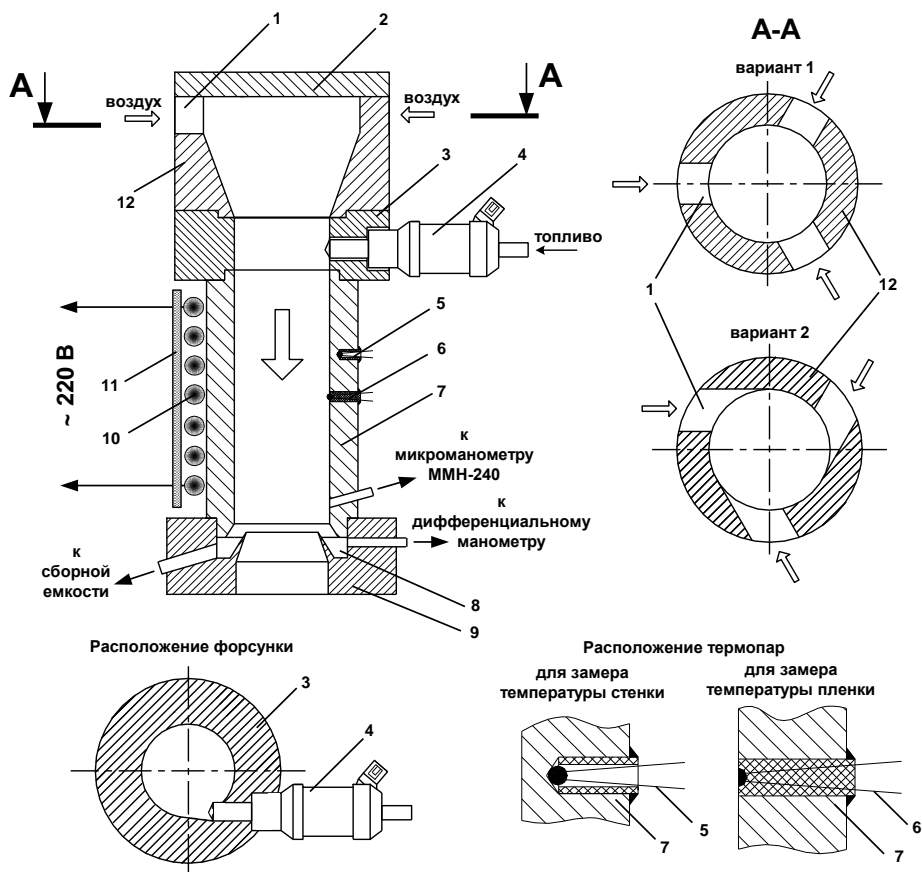
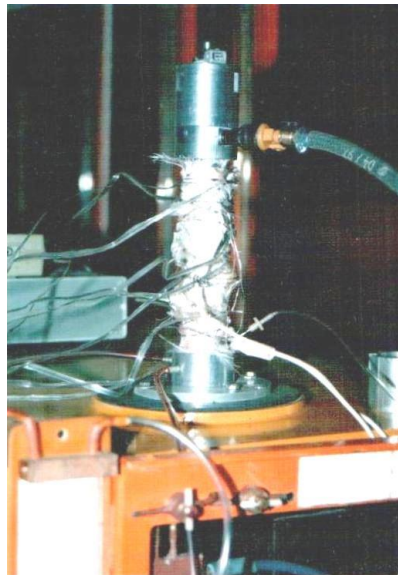


Рис. 3.1. Схема рабочего участка экспериментальной установки для исследования процессов массоотдачи в двухфазных прямоточных и закрученных потоках: 1 – входные каналы; 2 – крышка; 3 – проставка для крепления форсунки; 4 – электромагнитная форсунка; 5 и 6 – термопары для измерения температуры стенки и пленки; 7 – стенка испарительного канала; 8 – кольцевая канавка пленкосборника; 9 – основание; 10 – электронагревательная спираль в бусиновой изоляции; 11 – тепловая изоляция; 12 – воздухоподводящий аппарат

Он включает: вертикальный испарительный канал в виде трубы из алюминиевого сплава (внутренний диаметр - 30 мм, наружный – 40 мм), воздухоподводящий аппарат 12 с каналами 1, установленную в проставке 3 электромагнитную форсунку 4, основание 9 со специ-

альной канавкой 8 для отбора топливной пленки. На наружной поверхности трубы установлена электрическая спираль 10 в керамических бусинках, условно показанная на рис. 3.1 только с одной стороны. Номинальная мощность этого нагревательного элемента 500 Вт. Снаружи нагреватель закрыт слоем теплоизоляции 11. Температура нагрева стенки канала может изменяться с помощью тиристорного регулятора (на рис. не показан).

В стенке 7 трубы в различных поясах по высоте установлены ЖК термопары для замера температуры внутренней поверхности стенки и движущейся пленки. Термопары размещены в сверлениях стенки на расстоянии менее 1 мм от внутренней поверхности канала и закреплены с помощью точечной сварки и эпоксидного компаунда.



*Рис. 3.2. Внешний вид рабочего участка установки для исследования процессов массоотдачи в прямоточных и закрученных двухфазных потоках*

Микротермопары для замера температуры топливной пленки установлены в керамических трубочках с внешним диаметром 1,5 мм и закреплены в них эпоксидным компаундом. Для повышения быстродействия и достоверности измерения температуры пленки, диаметр спая микротермопар был выполнен в пределах 0,15...0,25 мм. При установке в керамических трубках спай микротермопар шлифовался заподлицо с торцом трубки. Сама керамическая трубка крепилась в стенке трубы с помощью эпоксидного компаунда. При высоте испарительного канала  $l = 220$  мм, термопары размещались в пяти поясах

(по две в каждом поясе – для замера температуры стенки и пленки) на расстояниях 20, 65, 110, 155, 200 мм от нижнего торца канала. В процессе эксперимента температура стенки испарительного канала варьировалась в пределах 20...85°C. Показания термопар автоматически фиксировались с помощью программного комплекса *LabView* и персонального компьютера.

Воздухоподводящий аппарат 12 был изготовлен в двух вариантах – с тангенциальными и радиальными входными каналами (рис. 3.1). Степень закрутки потока для тангенциального варианта равнялась  $\Phi=1,5$  (подробнее о расчете  $\Phi$  в разделе 5.4). Размеры входных каналов этих двух вариантов воздухоподводящего аппарата полностью идентичны.

Испарительный канал с помощью основания 9 крепился на фланце ресивера объемом 0,2 м<sup>3</sup>. За ресивером по ходу потока устанавливался расходомер воздуха фирмы *Bosch*, позволяющий измерять расход воздуха через испарительный канал.

Поток воздуха через рабочий участок установки создавался с помощью центробежного вентилятора, приводимого электродвигателем мощностью 600 Вт (на рис. 3.1. не показан). Регулирование расхода воздуха через испарительный канал осуществлялось изменением частоты вращения вентилятора с помощью тиристорного блока управления.

Аэродинамическое сопротивление рабочего участка установки определялось как перепад статического давления  $\Delta P_k$  между атмосферой и ресивером установки. Этот перепад давления измерялся с помощью полупроводникового датчика давления (дифференциального типа) фирмы *Honeywell*.

Температура воздуха измерялась с помощью ХК термопар в двух точках – на входе в каналы воздухоподводящего устройства и в сечении ниже испарительного канала.

В основании 9 рабочего участка установки для сбора стекающей пленки выполнена кольцевая канавка 8 с острой кромкой, направленной навстречу потоку. Из этой канавки топливо по пластиковой трубке поступает в специальную сборную емкость, в которой с помощью вакуумного насоса создается небольшое разрежение (порядка 50...70 мм вод. ст.). Все эти меры позволяют гарантированно улавли-

вать неиспарившуюся топливную пленку, стекающую по стенке в нижнем сечении канала.

В установке использована электромагнитная форсунка 4 фирмы *R.Bosch*, применяемая в системах РВТ. Она имеет верхний подвод топлива и рассчитана на рабочее давление 300 кПа. Угол конуса распыливаемого топлива - 15°.

Форсунка подключась к лабораторной установке для исследования систем впрыска топлива. Электронный блок установки позволял варьировать частоту и длительность управляющего электрического импульса, изменяя, таким образом подачу топлива форсункой. На всех режимах исследования соотношение между впрыскиваемым топливом и воздухом в испарительном канале 1 поддерживалось на стехиометрическом уровне (условно  $\alpha = 1 \pm 0,02$ ).

Искомый коэффициент массоотдачи (средний для всего испарительного канала) определялся по формуле, использованной в работе [269]:

$$\beta_{ж} = \frac{m_1 - m_2}{\tau S_{\phi} (p_{нл} - p_o)} \cdot RT_{нл}. \quad (3.1)$$

Здесь  $m_1$  и  $m_2$  – соответственно количество жидкости, подводимое к испарительному каналу (распыливаемое форсункой) и отводимое от него (собранный в виде пленки в нижнем сечении), кг;  $\tau$  - время замера, с;  $S_{\phi}$  – площадь поверхности испарения пленки (межфазной поверхности), м<sup>2</sup>;  $p_{нл}$  и  $p_o$  – соответственно парциальные давления паров топлива на поверхности пленки и в центре канала, Па;  $T_{нл}$  – температура пленки, К;  $R$  – газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Соответственно объемный коэффициент массоотдачи будет:

$$\beta_o = \frac{\beta_{ж} S_{\phi}}{W}, \text{ с}^{-1}, \quad (3.2)$$

где  $W$  – объем испарительного участка канала, м<sup>3</sup>.

Поскольку точное определение площади поверхности испарения  $S_{\phi}$  в двухфазном потоке является сложной задачей, примем значение  $S_{\phi}$  равным геометрической поверхности без учета волнообразования на поверхности пленки и цикличности впрыска топлива

$$S_{\phi} = \pi(d - 2\bar{\delta}) \cdot l_u. \quad (3.3)$$

Здесь  $l_u$  - длина участка испарения с учетом места попадания факела топлива на стенку канала. На основе  $l_u$  рассчитывается и объем испарительного участка канала  $W$ .

Важным является определение средней толщины пленки топлива  $\bar{\delta}$ . Экспериментальное измерение этого параметра течения пленки сопряжено с рядом трудностей [217, 239, 250, 252], поэтому часто  $\bar{\delta}$  вычисляется по различным эмпирическим формулам [217, 252]. Среди всего многообразия таких формул наиболее близкой к нашему случаю и достаточно достоверной является следующая зависимость, пригодная как для прямоточных, так и для закрученных течений [270]:

$$\bar{\delta} = \sqrt{\frac{2\mu_{жс}\Gamma}{\tau_{г-жс}}}. \quad (3.4)$$

Здесь:  $\Gamma = \frac{Q_{жс}}{\pi d}$  - объемная плотность орошения, м<sup>2</sup>/с.

При вычислении  $\bar{\delta}$  наиболее сложным моментом является определение  $\tau_{г-жс}$ . В работе [270]  $\tau_{г-жс}$  рассчитывалось теоретически, что приводило к определенной неточности конечного результата. В

нашем исследовании сделана попытка определить  $\tau_{г-жс}$  на основании экспериментальных данных.

Рассмотрим общий случай закрученного движения потока (прямоточное движение будем считать его частным случаем). Составим уравнение баланса сил, действующих на газовый поток в проекции на вертикальную ось:

$$\Delta P_{тр} S_г = \tau_{г-жс} S_{ф} \cos \varphi, \quad (3.5)$$

где  $S_г = \frac{\pi}{4}(d - 2\bar{\delta})^2$  - площадь сечения, занятая газовым потоком, м<sup>2</sup>;  $S_{ф} = \pi(d - 2\bar{\delta}) \cdot l_u$  - площадь межфазной поверхности на испарительном участке, м<sup>2</sup>.

Из уравнения (3.5) имеем

$$\tau_{г-жс} = \frac{\Delta P_{тр} \cdot S_г}{S_{ф} \cdot \cos \varphi} = \frac{\Delta P_{тр} (d - 2\bar{\delta})^2}{4l_u \cdot \cos \varphi}. \quad (3.6)$$

Нетрудно видеть, что величиной  $\bar{\delta}$  в этом выражении можно пренебречь вследствие ее малости по сравнению со значением  $d$ .

Например, при  $d=30$  мм и  $\bar{\delta}=0,5$  мм пренебрежение последней величиной приведет к погрешности около 3,4 %, что можно считать допустимым для нашей задачи. Тогда

$$\tau_{г-ж} \approx \frac{\Delta P_{тр} \cdot d}{4l_u \cdot \cos \varphi}. \quad (3.7)$$

Отсюда с учетом выражения (3.4) получим:

$$\bar{\delta} = \sqrt{\frac{8\mu_{ж} \cdot Q_{ж} \cdot l_u \cdot \cos \varphi}{\pi d^2 \cdot \Delta P_{тр}}}. \quad (3.8)$$

Эта зависимость может быть использована как для закрученных, так и для прямоточных потоков. В последнем случае  $\varphi = 0^\circ$  и  $\cos \varphi = 1$ .

Значение  $\Delta P_{тр}$  можно достаточно точно определить экспериментально при продувке сухого и «мокрого» каналов (отдельно для случаев тангенциального и радиального подвода воздуха) и по разности перепадов статического давления найти величину  $\Delta P_{тр}$ , обусловленную трением газа и жидкости на межфазной поверхности.

Величина  $\Delta P_{закр}$  для закрученного потока может быть определена при измерении газодинамического сопротивления двух вариантов воздухоподводящих устройств (с тангенциальными и радиальными входными каналами) по формуле

$$\Delta P_{закр} = \Delta P_{к}^{\tau} - \Delta P_{к}^r, \quad (3.9)$$

где  $\Delta P_{к}^{\tau}$  и  $\Delta P_{к}^r$  - соответственно потери полного давления потока при прохождении рабочего участка с тангенциальными и радиальными входными каналами, Па.

Зная величину  $\Delta P_{закр}$ , по формуле (2.81) можно легко определить значение  $\Delta P_{тр}$ , необходимое для расчета коэффициента массоотдачи в закрученном потоке. При вычислении коэффициента массоотдачи в прямоточном потоке величина  $\Delta P_{тр}$  определялась по формуле (2.79). В расчетах коэффициента массоотдачи  $\beta_{ж}$  по формуле (3.1) необходимо знать парциальные давления паров топлива  $p_{пл}$  и  $p_o$ . Парциальное давление в центре канала  $p_o$  можно принять равным 0, как это сделано в работе [49]. Такое допущение является вполне корректным.

Парциальное давление пара  $p_{пл}$  на поверхности пленки определяется из уравнения, использованного Вырубовым Д.Н. [271] для испаряющейся капли. С учетом аналогии между испарением капли и топливной пленки, запишем

$$p_{пл} = A e^{-\frac{B}{T_{пл}}}. \quad (3.10)$$

Эмпирические константы  $A$  и  $B$ , характеризующие свойства топлива, могут быть определены с учетом физических свойств бензина и характеристик, приведенных в [272]:

$$A = 17,5 \cdot 10^7 \text{ кг/м}^2; \quad B = 3575 \text{ К.}$$

Таким образом, в уравнении (3.1) неизвестной остается только  $T_{пл}$ , которую необходимо найти экспериментально.

План эксперимента включал определение:

- величины  $\Delta P_{тр}$  как разности между падением статического давления при продувке сухого и «мокрого» каналов (отдельно с радиальным и тангенциальным вводами потока);
- газодинамического сопротивления рабочего участка установки при различных значениях расхода воздуха для двух вариантов воздухоподводящих устройств;
- величины  $\Delta P_{закр}$  для варианта тангенциального подвода воздуха;
- температуры пленки и стенки по высоте канала при его подогреве и без подогрева;
- средней толщины топливной пленки по формуле (3.8);
- коэффициента массоотдачи  $\beta_o$  по формуле (3.2) при различных подачах топлива и расходах воздуха через испарительный канал;
- коэффициента массоотдачи  $\beta_o$  при различных температурах стенки испарительного канала и определенных величинах подач топлива и расхода воздуха.

### **3.2. Анализ результатов экспериментов по определению коэффициента массоотдачи движущейся топливной пленки**

В соответствии с планом эксперимента на первом этапе определялась доля топлива, выпадающего в пленку в пределах испаритель-



ного канала при его подогреве и без него. Подогрев канала осуществлялся до уровня  $80 \pm 3^\circ\text{C}$ , что соответствует реальным условиям испарения топлива в двигателях с РВТ. Количество подаваемого в канал топлива также соответствовало впрыскиваемому в один из каналов головки двигателя с РВТ. При этом средняя температура пленки по высоте канала находилась в пределах  $68 \dots 73^\circ\text{C}$ .

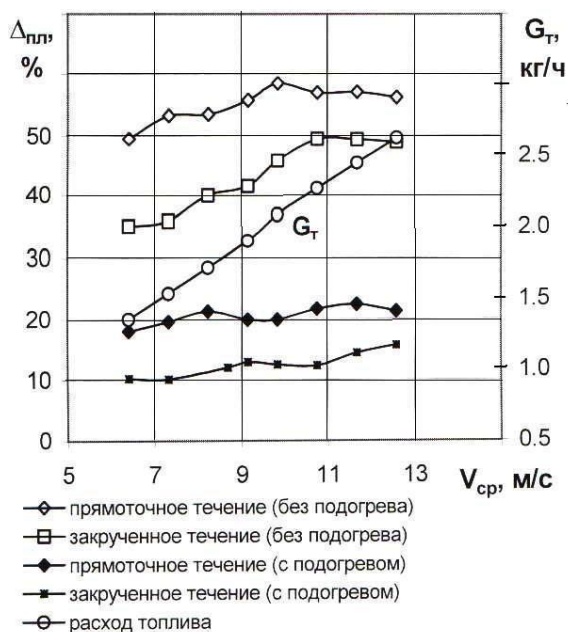


Рис.3.3. Зависимость относительного количества топлива  $\Delta_{пл}$ , выпадающего в пленку в пределах испарительного участка канала, от среднерасходной скорости потока  $V_{ср}$  в нем при прямооточном и закрученном течениях для случаев с подогревом и без подогрева канала

Результаты экспериментов для случаев прямооточного и закрученного течений (степень закрутки  $\Phi=1,5$ ) представлены на рис. 3.3. Они показывают, что на испарение топлива очень значительно влияют два фактора – температура стенки канала и характер течения потока. При закрученном течении интенсивность испарения гораздо выше как с подогревом канала, так и без него. В среднем можно считать, что закрутка потока приводит к уменьшению относительного количества топливной пленки на  $15 \dots 30\%$  без подогрева канала и на  $20 \dots 45\%$  с его подогревом.

Еще более значительное влияние оказывает подогрев стенки канала. Так, наличие подогрева снижает относительное количество топливной пленки на  $60 \dots 65\%$ .

Совместное действие закрутки потока и подогрева стенки канала позволяет уменьшить относительное количество топливной пленки на  $70 \dots 80\%$ . Таким образом, комплексное воздействие подогрева и

закрутки потока является эффективным средством интенсификации смесеобразования при впрыске бензина.

Для проверки созданной математической модели испарения топлива в прямоточных и закрученных двухфазных потоках (см. гл. 2) были проведены специальные эксперименты. Их конечной целью было определение объемных коэффициентов массоотдачи  $\beta_o$  в этих потоках в зависимости от среднерасходной скорости в испарительном канале при различных расходах топлива.

Результаты экспериментов представлены на рис. 3.4. Как видно, значения  $\beta_o$  при прямоточном и закрученном течениях заметно отличаются. Коэффициенты массоотдачи при закрутке потока и соблюдении равенства прочих физических условий эксперимента возрастают по сравнению с прямоточным течением примерно в 1,5 раза. Следует отметить, что при этом сопротивление канала с закручивающим аппаратом возрастает примерно в два раза (рис.3.5), что хорошо согласуется с полученными ранее теоретическими выводами (формула 2.77). Полученные данные свидетельствуют о перспективности применения закрученных потоков для интенсификации процесса смесеобразования в двигателях с впрыском бензина.

Сравнение расчетных и экспериментальных зависимостей коэффициента массоотдачи  $\beta_o$  для условий прямоточного и закрученного потоков (рис.3.6) показывает, что предлагаемая математическая модель испарения топлива удовлетворительно отражает действительную картину протекания сложных процессов массоотдачи при испарении топлива. Определение расхождения между расчетными и экспериментально определенными значениями  $\beta_o$  показывает, что разница между ними не превышает 12.% для закрученного потока и 19 % - для прямоточного (рис.3.7). Эти расхождения являются как следствием принятых допущений при создании математической модели, так и неизбежными методическими и аппаратурными погрешностями эксперимента. В частности, отметим, что экспериментально определенные коэффициенты массоотдачи во всех случаях имеют бóльшие значения, чем расчетные.

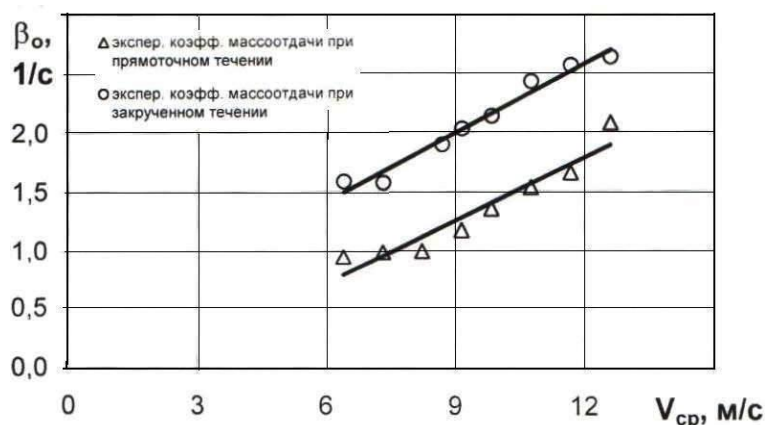


Рис.3.4. Зависимости объемного коэффициента массоотдачи  $\beta_0$  от среднерасходной скорости потока в испарительном канале при прямоточном и закрученном течениях

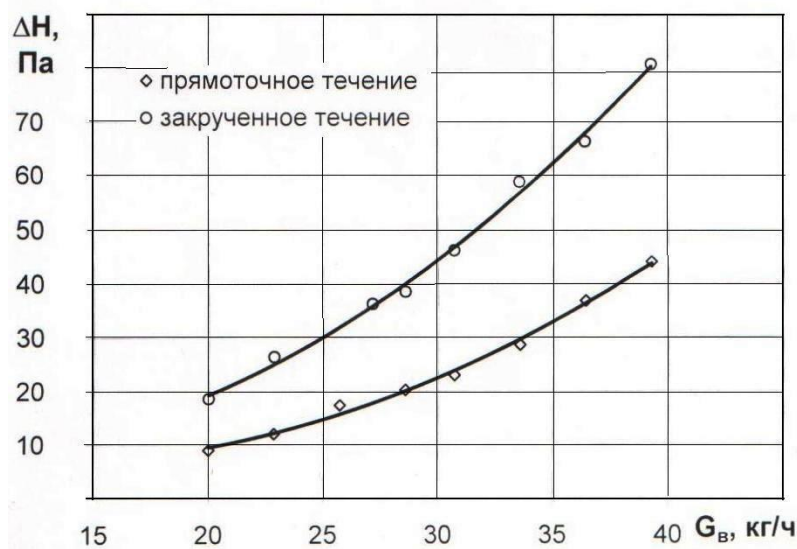


Рис.3.5. Зависимости газодинамического сопротивления  $\Delta H$  испарительного канала с прямоточным и закрученным течениями от массового расхода потока  $G_b$

Это может быть объяснено тем, что при движении потока воздуха вдоль поверхности пленки может возникать ее разрушение и унос частиц топлива через центр испарительного канала (минуя ловушку пленки). Таким образом, экспериментально определенный коэффициент массоотдачи  $\beta_0$  будет выше расчетного. В пользу этого объяснения говорит и тот факт, что с увеличением среднерасходной скорости потока при прямоточном течении разность между расчетными и экспериментальными значениями  $\beta_0$  увеличивается (при прямоточном течении с увеличением скорости спутного потока

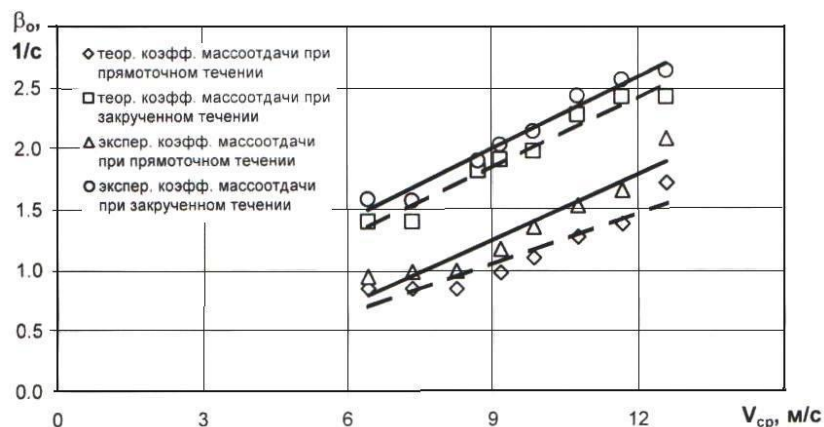


Рис.3.6. Расчетные и экспериментальные зависимости коэффициента массоотдачи  $\beta_0$  от среднерасходной скорости потока  $V_{cp}$  для условий прямого и вращательного течений

пленка больше подвергается разрушению), а при вращательном потоке эта разница между расчетом и экспериментом уменьшается (в вращательном потоке воздуха с увеличением интенсивности вихря устойчивость пленки возрастает за счет действия центробежных сил).

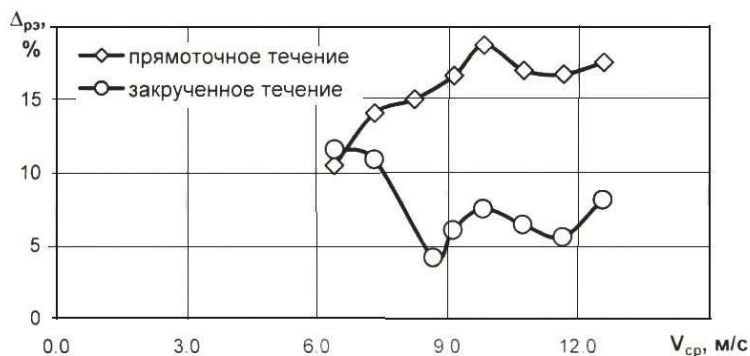


Рис.3.7. Расхождение  $\Delta_{pz}$  между расчетными и экспериментальными значениями коэффициента массоотдачи  $\beta_0$  для условий прямого и вращательного течений

При дальнейшем развитии разработанной модели возможно введение корректирующих коэффициентов, являющихся функцией среднерасходной скорости потока и позволяющих учесть долю топлива, уносимого воздушным потоком в виде капель. Нахождение таких коэффициентов требует дополнительных исследований явления уноса частиц впрыскиваемого топлива в испарительном канале.

В целом можно полагать, что созданная модель испарения топлива в прямых и вращательных потоках может использоваться на этапах априорной оценки эффективности процессов смесеобразова-

ния в двигателях с впрыском бензина и для предварительного расчета влияния условий протекания этих процессов на коэффициент массоотдачи.

### 3.3. Взаимодействие диспергированной жидкости с нагретой поверхностью, образование и испарение топливной пленки

Физическая картина взаимодействия диспергированной жидкости с твердой стенкой является чрезвычайно сложной и до настоящего времени недостаточно исследованной как теоретически, так и экспериментально. Протекание этого процесса определяется рядом взаимосвязанных факторов, из которых важнейшими являются угол встречи топливного факела со стенкой, характеристика дисперсности распыливания топлива, температура стенки и др. Еще более этот процесс осложняется при наложении на него высокоскоростного потока воздуха.

На основании известных исследований [273, 274] можно дать классификацию различных типов взаимодействия капли жидкости с твердой нагретой стенкой (рис. 3.8). При этом важнейшими параметрами, определяющими ход процесса, являются температуры капли и стенки, а также критерий Вебера

$$We = \frac{\rho_2 \cdot d_k \cdot v_k^2 \cdot \sin^2 \gamma}{\sigma}, \quad (3.11)$$

где  $\rho_2$  - плотность окружающего каплю газа;  $v_k$ ,  $d_k$ ,  $\sigma$  - скорость, диаметр и коэффициент поверхностного натяжения капли;  $\gamma$  - угол между вектором скорости движения капли и поверхностью.

Если число  $We$  достаточно велико, то происходит дробление капли - по данным [275] капля дробится при  $We \geq 70 \dots 80$ . При меньших значениях  $We$  капля сохраняет свою целостность. При этом, если температура стенки не превышает температуру насыщения жидкости, составляющей каплю, то последняя растекается по поверхности, принимая некоторую равновесную форму, определяемую свойствами жидкости и характеристикой твердой поверхности. В этом состоянии капля испаряется, отбирая тепло от стенки.

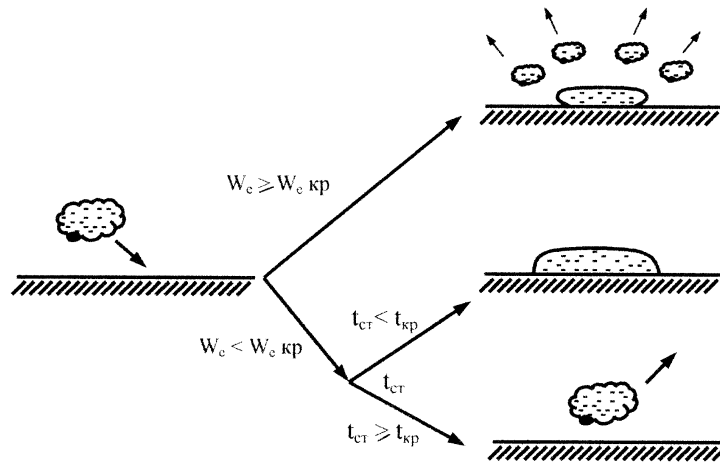


Рис. 3.8. Классификационная схема взаимодействия капли жидкости с нагретой стенкой в зависимости от величины числа  $We$  и температуры стенки  $T_{ст}$

Если температура стенки превышает температуру насыщения жидкости, то в процессе столкновения капли с поверхностью происходит интенсивное парообразование и капля как бы отделяется от стенки паровой «подушкой», в результате чего она отскакивает от нагретой поверхности. При этих условиях смачивание поверхности каплей прекращается, поскольку давление насыщенного пара  $P_s$  в месте контакта превышает ударное давление капли  $P$  в момент контакта. Давление  $P$  можно определить по формуле [276]:

$$P = \kappa \rho_K a v_K \cdot \sin \gamma, \quad (3.12)$$

где:  $\kappa$  – некоторый опытный коэффициент ( $\kappa \approx 0,2$ );  $\rho_K$ ,  $v_K$  – плотность и скорость движения капли;  $a$  – скорость звука в жидкости, образующей каплю;  $\gamma$  – угол между вектором скорости движения капли и поверхностью.

Критическая температура стенки  $T_{кр}$  может быть рассчитана из условия балансов количества тепла, отдаваемого стенкой и принимаемого каплей, при допущении, что передача тепла идет только за счет теплопроводности взаимодействующих веществ:

$$T_{кр} = T_{нк} + \sqrt{\frac{c_K \rho_K \lambda_K}{c_{ст} \rho_{ст} \lambda_{ст}}} \cdot (T_{нк} - T_K). \quad (3.13)$$

Здесь  $T_K$  и  $T_{нк}$  – температура капли и температура насыщения жидкости, составляющей каплю;  $c, \rho, \lambda$  – соответственно теплоем-

кость, плотность и теплопроводность сред;  $k$  и  $st$  – индексы, обозначающие соответственно параметры капли и стенки.

При любых вариантах взаимодействия диспергированной жидкости с нагретой поверхностью можно говорить об образовании двухфазной системы вблизи стенки. Сам процесс взаимодействия капле жидкости с нагретой стенкой можно разделить на две фазы – формирование (развитие) пленки и уменьшение ее площади за счет испарения.

На протяжении I фазы совместно протекают гидродинамические и тепловые процессы, причем первые являются преобладающими. В работе [277] показано, что растекание диспергированного топлива по горячей поверхности представляет собой сложный процесс, сопровождающийся образованием вихрей в растекающемся слое (рис.3.9). По окончании этой фазы площадь контакта пленки со стенкой достигает максимума. Время формирования пленки можно приблизительно определить по формуле [276]:

$$\tau_I \approx \frac{3d_k}{v_k \cdot \sin \gamma}. \quad (3.14)$$

Для условий впрыска топлива в дизелях существует большое количество различных формул, позволяющих определить параметры растекающейся и испаряющейся пленки. Для условий впрыска бензина под низким давлением (менее 500 кПа) в двигателях с искровым зажиганием такие формулы неизвестны.

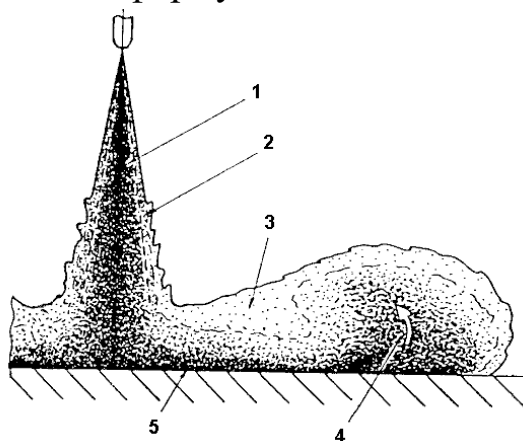


Рис.3.9. Картина растекания струи топлива при ударе о стенку: 1 и 2 – основная и периферийная зоны струи; 3 – зона растекания струи; 4 – зона образования вихрей; 5 – стенка

Во II фазе происходит интенсивное испарение топливной пленки, сопровождающееся образованием сухих пятен, развитие которых приводит к полному исчезновению пленки. В этой фазе уже тепловые процессы в пленке преобладают над гидродинамическими. Скорость испарения топливной пленки будет зависеть от температуры стенки,

физических свойств топлива, толщины пленки, площади контакта пленки со стенкой и др.

Интересно отметить, что для единичной капли жидкости и, видимо, в целом для жидкостной пленки, испаряющейся с нагретой поверхности, существует некоторая температура, при которой наблюдается наименьшее время испарения. Впервые эту закономерность наблюдали *Tamura Z.* и *Tanasava Y.* [278] (рис. 3.10). Подобная зависимость может быть объяснена описанным выше действием паровой подушки, окружающей каплю при температуре, выше критической.

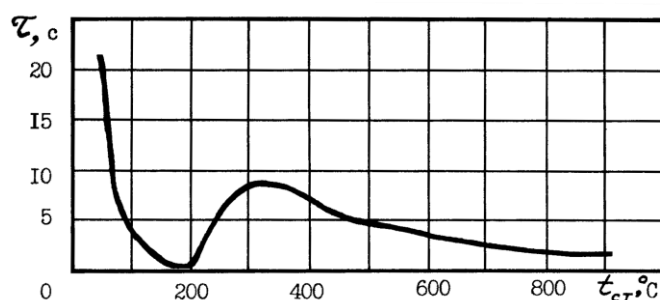


Рис. 3.10. Зависимость времени  $\tau$  полного испарения капли бензина от температуры  $T_{ст}$  стенки (диаметр капли 1,74 мм) [278]

Основываясь на проведенном анализе взаимодействия капли жидкости с нагретой поверхностью, а также на известных данных по развитию и испарению топливной пленки на горячей стенке, экспериментально исследуем динамику испарения пленки при впрыске бензина на горячую поверхность при наличии спутного воздушного потока.

### 3.4. Методика и средства проведения исследования процесса испарения топлива при его впрыске на нагретую поверхность

Процесс испарения топлива с нагретой поверхности при воздействии воздушного потока трудно поддается изучению и моделированию из-за своей быстротечности и исключительной сложности. В классической работе [278] и в последующих исследованиях [281-284], для изучения испарения топлива с нагретой поверхности использовались методы скоростной фото- и киносъемки, позволяющие визуально оценить время испарения топлива. В более поздних работах для регистрации нестационарного процесса испарения топлива применя-



лась стробоскопическая телевизионная визуализация [279], лазерная техника [277, 285] или голографическая аппаратура [286]. Все эти методы, кроме значительной стоимости, сложности и трудоемкости, обладают невысокой точностью, так как тонкие топливные пленки являются прозрачными, что не позволяет четко определять момент окончания их испарения. В исследованиях [287, 288] использовался оригинальный метод изучения испарения топлива по изменению давления его паров в закрытой камере. При этом принимался ряд допущений, снижающих достоверность метода. Кроме того, при использовании изолированного объема принципиально невозможно моделировать условия воздействия воздушного потока.

Таким образом, применявшиеся до сих пор методы исследования испарения топлива с нагретой поверхности характеризуются либо значительной стоимостью, сложностью и трудоемкостью, либо малой информативностью и невысокой достоверностью.

Авторами разработан новый метод «термоанемометрической поверхности», позволяющий просто и с достаточно высокой достоверностью исследовать протекание как процесса в целом, так и отдельных фаз испарения топлива, впрыскиваемого на нагретую поверхность. Суть метода заключается в использовании известного принципа действия термоанемометра постоянной температуры [289], основанного на зависимости тепловой мощности  $W$ , рассеиваемой измерительным элементом, нагреваемым электрическим током, от массового расхода  $G$  потока жидкости или газа, обтекающего элемент:

$$W = K \Delta T G^n,$$

где  $K$  – коэффициент пропорциональности (постоянная величина);  $\Delta T$  – разность температур между нагретым измерительным элементом и потоком;  $n$  – показатель степени, зависящий от характера теплообмена между термоанемометрическим элементом и потоком. Если обеспечить  $\Delta T = const$ , то при практически неизменных значениях коэффициентов  $K$  и  $n$  подводимая тепловая мощность  $W$  будет являться мерой массового расхода  $G$  потока жидкости или газа. Поскольку при постоянной температуре сопротивление  $R$  термочувствительных элементов остается постоянным, то выходным сигналом термоанемометра может служить ток или падение напряжения в измерительной цепи.

Метод реализуется следующим образом. Никелевая пленка толщиной 5 - 8 мкм, нанесенная на керамическую подложку, включается в качестве терморезистора в одно из плеч электрического моста электронной схемы термоанемометра. Так как мощность этой измерительной схемы ограничена (20 - 50 Вт), то применен косвенный подогрев никелевой пленки на подложке от дополнительного мощного электронагревателя, что обеспечивает работоспособность термоанемометра в широком диапазоне скоростей воздушного потока. Температура никелевой пленки регулируется в процессе эксперимента и поддерживается постоянной на заданном уровне схемой термоанемометра с учетом подогрева керамической подложки. Перегрев пленки относительно подложки должен составлять 15...40°C.

При впрыскивании топлива на поверхность нагретой никелевой пленки происходит разбалансировка мостовой схемы термоанемометра из-за локального охлаждения поверхности пленки распыленной жидкостью. В исходное состояние мостовая схема возвращается после полного испарения топлива с поверхности пленки. Сигнал термоанемометра при этом фиксируется запоминающим осциллографом и (или) записывается в память компьютера. Полученная осциллограмма процесса позволяет определять время испарения дозы топлива, длительность и характер протекания отдельных фаз процесса в зависимости от температуры поверхности испарителя, скорости воздушного потока, количества впрыскиваемого топлива и других факторов.

На рис. 3.11 представлена схема, а на рис. 3.12 и 3.13 - фото отдельных видов экспериментальной лабораторной установки, реализующей метод. В нижней стенке рабочего канала 1 (сечением 50×30 мм) установки (рис. 3.11,а) размещена заподлицо со стенкой керамическая (ситалловая) пластина 4 длиной 120 и шириной 48 мм, на поверхность которой нанесена никелевая пленка толщиной 5 мкм. Толщина ситалловой пластины составляет 0,6 мм. Поскольку сопротивление такой пленки слишком мало (<1 Ом), это затрудняет ее включение в качестве терморезистора в схему термоанемометра. Поэтому для увеличения сопротивления пленки на ней с использованием технологии микроэлектроники выполнены в продольном направлении дорожки (рис. 3.11,б) шириной 8 мм, расстояние между которыми составляет 0,1 мм. Это позволило увеличить сопротивление никелевой

пленки до 5 Ом, что достаточно для ее включения в схему термоанемометра.

Под рабочим каналом расположен регулируемый электронагреватель 10 мощностью 1 кВт. Температура нижней стенки канала может устанавливаться изменением напряжения питания нагревателя с помощью тиристорного регулятора (на схеме не показан) и контролироваться термопарой 8, подсоединенной к потенциометру 7. Рабочий канал и электронагреватель жестко закреплены на основании 9, которое позволяет изменять угол  $\gamma$  установки канала относительно горизонтали в пределах от  $0^\circ$  до  $90^\circ$ . В начале измерительного участка канала, который образует поверхность никелевой пленки на керамической подложке, установлена электромагнитная форсунка 2, позволяющая подавать при однократном впрыске определенное количество бензина (0,7 - 30 мг). Направление топливного факела можно задавать наклоном форсунки относительно вертикали (угол  $\beta$ ) или изменением угла наклона всего рабочего канала относительно горизонтали (угол  $\gamma$ ). Форсунка соединена с топливной магистралью, давление в которой может регулироваться в пределах 70 - 320 кПа. Управляется форсунка электронным блоком (на схеме не показан), формирующим электрические импульсы изменяемой длительности и позволяющим производить однократный впрыск бензина. Для визуального наблюдения за распылением и испарением топлива над измерительным участком канала в стенке установлено стеклянное окно 3. Температура воздуха в рабочем канале определяется с помощью термопары 5. Разрежение в канале измеряется U-образным манометром 6. Левый фланец рабочего канала соединен с вентиляторной установкой (на рис. 3.11 не показана), содержащей три вентиляторных агрегата АП - 600 мощностью 600 Вт каждый. Напряжение питания агрегатов можно изменять тиристорным регулятором, что позволяет создавать среднерасходную скорость воздушного потока в канале 1 в пределах от 0 до 65 м/с.

Нагреваемая никелевая пленка 11 (рис. 3.11,б) включается в мостовую схему термоанемометра. Перегрев пленки относительно керамической подложки ( $15 - 60^\circ\text{C}$ ) задается переменным резистором  $R_4$  моста.

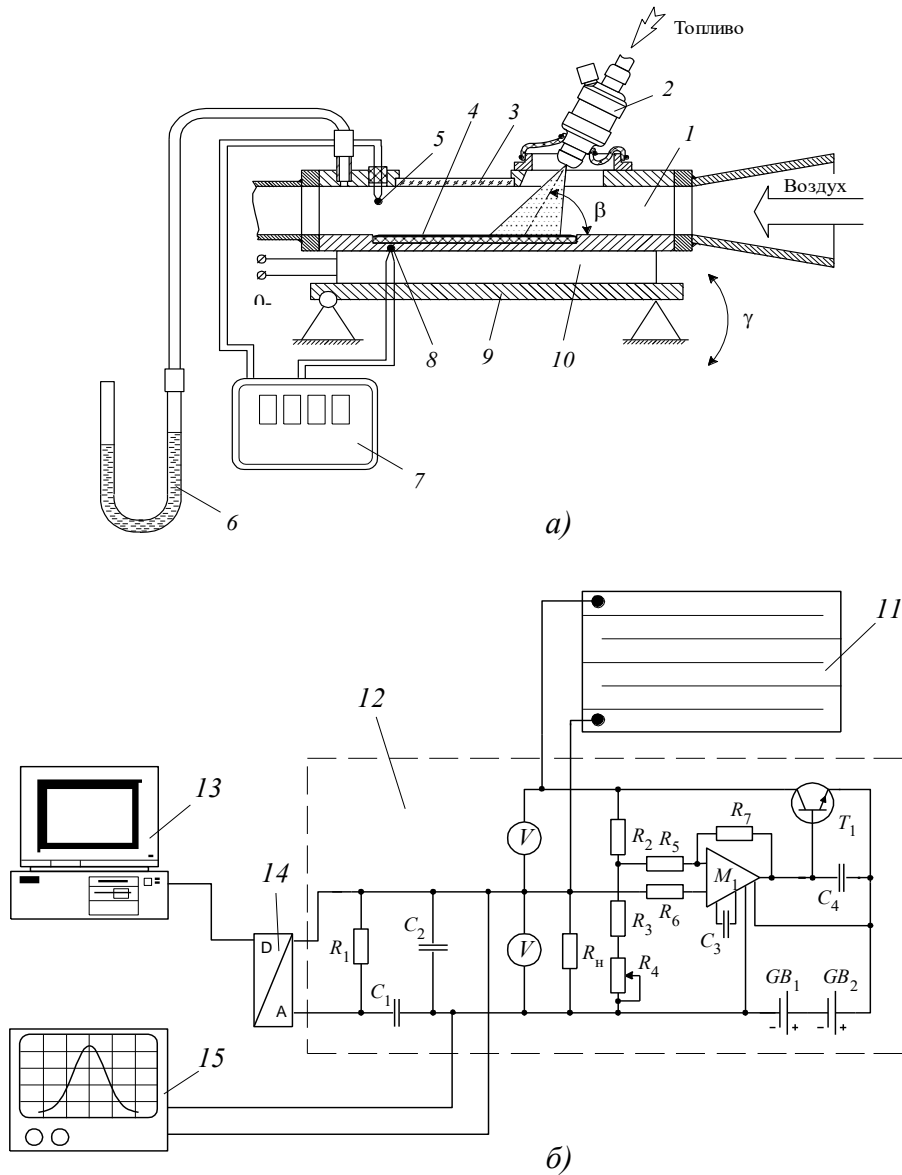
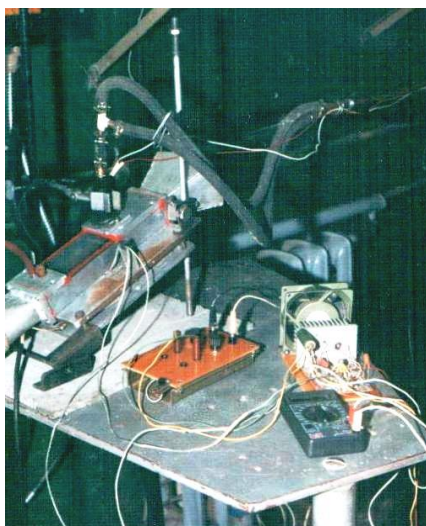


Рис. 3.11. Схемы рабочего участка экспериментальной установки (а) и измерительной системы (б). 1 – рабочий канал; 2 – электромагнитная форсунка для впрыскивания бензина; 3 – стеклянное окно; 4 – керамическая пластина; 5 и 8 – термопары; 6 – U-образный манометр; 7 – потенциометр для измерения температуры; 9 – основание; 10 – регулируемый электронагреватель; 11 – никелевая пленка с выполненными дорожками; 12 – электронная схема термоанемометра; 13 – персональный компьютер; 14 – аналого-цифровой преобразователь; 15 – запоминающий осциллограф



*Рис.3.12. Общий вид экспериментальной установки для исследования испарения распыленного топлива на нагретой поверхности*



*Рис. 3.13. Общий вид канала с нагретой поверхностью (чувствительным элементом термоанемометра)*

Температура пленки определяется по ее сопротивлению, вычисляемому по электрическим параметрам элементов измерительного моста. Диапазон нагрева никелевой пленки находился в пределах 80 - 320°C. Электронная схема 12 термоанемометра питается от источника постоянного тока напряжением 24 В (двух автомобильных аккумуляторов). Выходной сигнал термоанемометра подается одновременно на запоминающий осциллограф 15 и через аналого-цифровой преобразователь 14 - на персональный компьютер 13.

Типичная форма регистрируемых сигналов термоанемометра показана на рис.3.14. По осциллограммам видно, что начало взаимодействия распыленного топлива с нагретой поверхностью четко фиксируется по точке отклонения сигнала от прямой линии. Окончание процесса испарения также определяется однозначно по точке возвращения кривой на исходный уровень.

В результате обработки полученных осциллограмм можно получить данные о зависимости длительности различных фаз испарения от параметров эксперимента, определить относительную массу  $m_{\text{исп}}/g_{\text{ц}}$  испарившегося топлива и другие закономерности его испарения с нагретой поверхности как в условиях воздействия воздушного потока, так и без него.

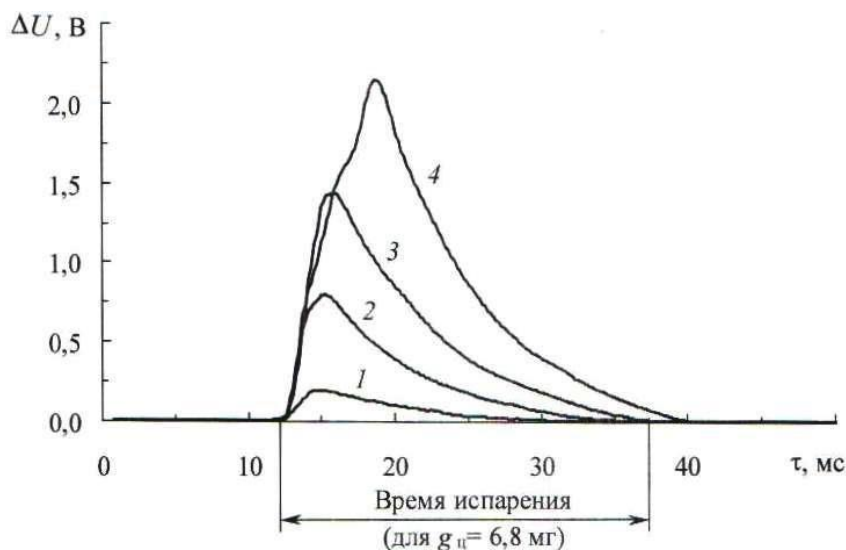


Рис.3.14. Типичные осциллограммы сигнала термоанемометра при впрыскивании форсункой на горячую поверхность различных доз  $g_{\text{ц}}$  (мг) бензина Аи - 93: 0.7 (1), 2.8 (2), 6.8 (3), 11.9 (4). Условия эксперимента:  $t_n = 200^{\circ}\text{C}$ ; скорость воздушного потока 20 м/с; впрыскивание бензина осуществляется перпендикулярно поверхности

Для определения постоянной времени термоанемометра были поставлены специальные опыты. На нагретую до  $120\text{-}320^{\circ}\text{C}$  поверхность никелевой пленки с помощью медицинской иглы подавались капли глицерина, температура кипения которого составляет  $290^{\circ}\text{C}$ . По полученному при этом сигналу термоанемометра (рис. 3.15) определялась постоянная времени  $\tau_{0,63}$ . Зависимость величины  $\tau_{0,63}$  термоанемометра от температуры  $t_n$  поверхности никелевой пленки показана на рис. 3.16.

Следует отметить, что особенностью термоанемометра постоянной температуры является повышение его быстродействия с увеличением температуры чувствительного элемента [289], что и подтверждает зависимость, приведенная на рис.3.16. В данном случае это является благоприятным, так как с повышением температуры нагретой поверхности уменьшается время испарения распыленного топлива,

что, следовательно, вызывает необходимость повышения быстродействия измерительной системы.

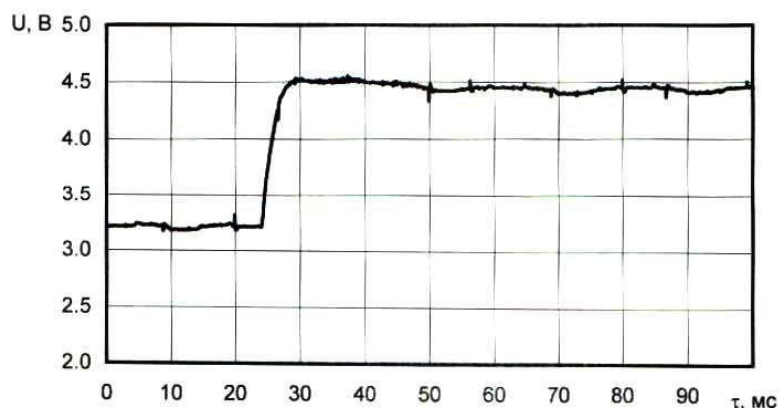


Рис. 3.15. Типичная оциллограмма сигнала термоанемометра при испарении с нагретой поверхности ( $t_n = 140^\circ\text{C}$ ) капли глицерина ( $t_{\text{кип}} = 290^\circ\text{C}$ )

Данные по экспериментальной оценке быстродействия применяемой аппаратуры показывают (рис. 3.16), что постоянная времени  $\tau_{0,63}$  применяемой аппаратуры на разных режимах работы составляет 0,8...2,2 мс. В соответствии с известным правилом экспериментальных исследований (быстродействие применяемой аппаратуры должно быть на порядок выше, чем изучаемый процесс), можно считать, что мы вправе исследовать процессы с минимальной длительностью от 8 до 22 мс (в зависимости от режима работы термоанемометра), а также, естественно, и более длительные.

При обработке экспериментальных данных, кроме времени испарения  $\tau_i$ , определялась массовая скорость испарения топлива

$$J = \frac{g_{\text{ц}}}{\tau_i}, \text{ г/с.} \quad (3.15)$$

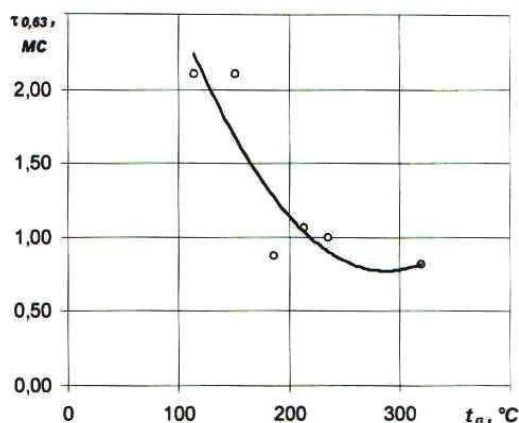


Рис. 3.16. Зависимость постоянной времени  $\tau_{0,63}$  термоанемометра от температуры  $t_n$  поверхности никелевой пленки

Практика использования разработанного метода показала хорошую повторяемость результатов, удобство и простоту проведения экспериментов, широкие возможности варьирования параметров процесса.

### 3.5. Анализ результатов эксперимента

Проведенные многочисленные эксперименты позволяют четко выделить по осциллограммам испарения топлива две фазы протекания этого процесса (рис.3.17):

I – формирование и нагрев топливной пленки на нагретой поверхности при одновременном испарении части легкокипящих фракций бензина;

II – окончательное испарение всего количества топлива, включая его тяжелые фракции.

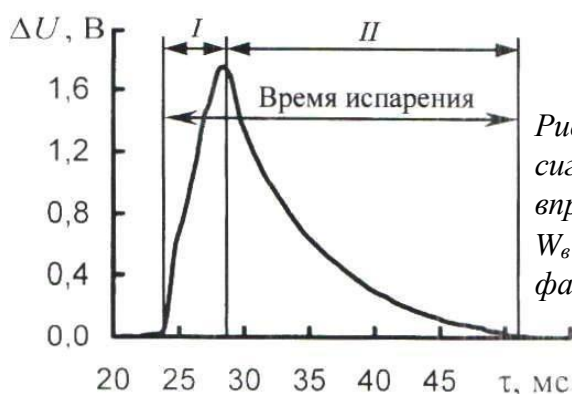


Рис. 3.17. Типичная осциллограмма сигнала термоанемометра при впрыске бензина Аи-93 ( $t_n = 200^\circ\text{C}$ ,  $W_в = 20 \text{ м/с}$ ,  $g_ц = 9 \text{ мг}$ ,  $\beta = 90^\circ$ ) и две фазы процесса испарения топлива

В конце I-ой фазы площадь растекания пленки топлива по нагретой поверхности достигает максимума, и температура самой пленки становится близкой к температуре поверхности (учитывая малую толщину пленки, практически их можно считать равными).

Интенсивность теплоотвода от нагретой поверхности к пленке топлива при завершении этой фазы достигает максимума. Окончание I фазы четко фиксируется по максимуму сигнала термоанемометра.

Вторая фаза испарения топлива, независимо от условий (температуры поверхности  $t_n$ , скорости воздушного потока  $W_в$ , угла  $\beta$  между осью факела форсунки и поверхностью и др.), имеет бóльшую продолжительность по сравнению с первой, что объясняется сравнительно длительным периодом испарения тяжелых фракций бензина.



На рис. 3.14 представлены осциллограммы процесса испарения бензина Аи-93 при различных цикловых (однократных) подачах топлива  $g_{ц}$ . Эти осциллограммы показывают, что с увеличением цикловой подачи возрастает и площадь под кривой сигнала термоанемометра, что объясняется увеличением количества теплоты, необходимой для испарения данного количества топлива.

Анализ зависимости продолжительности фаз процесса испарения от количества впрыскиваемого топлива показывает (рис.3.18), что при увеличении цикловой дозы распыливаемого топлива длительность I фазы заметно возрастает, а II фазы – уменьшается. Этот факт объясняется тем, что при увеличении количества впрыскиваемого топлива возрастает площадь растекания пленки, на что требуется больше времени (I фаза), но при этом сокращается продолжительность II фазы испарения.

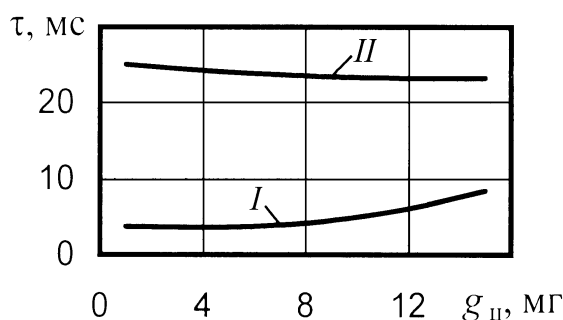


Рис. 3.18. Зависимость длительностей фаз испарения бензина Аи-93 с нагретой поверхности от цикловой дозы ( $t_n = 200^\circ\text{C}$ ,  $W_e = 20$  м/с,  $\beta = 90^\circ$ )

Оценим влияние различных параметров на время испарения топлива. В качестве основных факторов, влияющих на динамику испарения, выделим:

- величину цикловой подачи, мг;
- температуру нагретой поверхности,  $^\circ\text{C}$ ;
- скорость спутного воздушного потока, м/с;
- угол наклона факела топлива к нагретой поверхности, град.;
- давление впрыска топлива, кПа;

Данные, иллюстрирующие изменение времени и скорости испарения различных цикловых подач топлива в неподвижном воздухе и при скорости спутного воздушного потока 26 м/с, показаны на рис. 3.19. Хорошо видно, что с увеличением цикловой подачи топлива растет и скорость его испарения как в неподвижном воздухе, так и при скорости потока  $W_e = 26$  м/с. Отметим, что с возрастанием цик-

ловой подачи топлива скорость его испарения в потоке растет быстрее, чем в неподвижном воздухе. При этом в области малых цикловых подач скорости испарения топлива с потоком и без него очень близки по величине.

Зависимости времени и скорости испарения постоянной цикловой подачи топлива ( $g_u=16$  мг) от температуры поверхности в спокойном воздухе и при наличии потока  $W_v=26$  м/с показаны на рис.3.20. Они показывают, что с ростом температуры поверхности в интервале  $90\dots 210^\circ\text{C}$ , скорость испарения возрастает примерно в 1,5 раза и, соответственно, в такой же пропорции уменьшается время испарения топлива. Интересно отметить, что зависимости  $\tau_u = f(t_n)$  и  $J = f(t_n)$  для условий неподвижного воздуха и при наличии потока, практически эквидистантны, что свидетельствует об одинаковом (и заметном) влиянии наложения потока на процесс испарения в этих условиях.

Зависимости на рис. 3.19 и 3.20 свидетельствуют о значительном влиянии воздушного потока на процесс испарения различных цикловых подач топлива при разных температурах нагретой поверхности. Так, при  $t_n=210^\circ\text{C}$  величина  $\tau_u$  уменьшается почти в 2 раза при наличии воздушного потока в канале.

В этом отношении влияние угла  $\beta$  впрыска топлива (наклона факела топлива к поверхности) проявляется значительно слабее (рис. 3.21). Графики показывают, что с уменьшением угла  $\beta$  в интервале  $90\dots 30^\circ$  время испарения одной и той же цикловой подачи при  $t_n = 195^\circ\text{C}$  сокращается всего лишь на 12...15%.

Эти данные являются несколько неожиданными, поскольку с уменьшением угла  $\beta$  должна увеличиваться площадь растекания топлива по нагретой поверхности и, соответственно, уменьшаться толщина пленки. Совместное влияние этих двух факторов теоретически должно привести к заметному сокращению времени испарения топлива (увеличению скорости испарения).

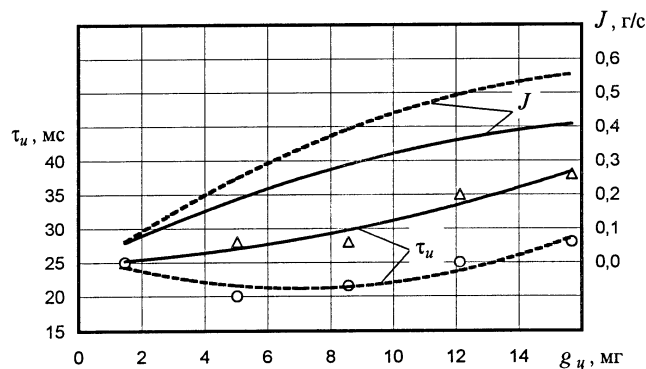


Рис.3.19. Зависимость времени  $\tau_u$  и скорости испарения  $J$  бензина Аи-93 от различных цикловых подач в неподвижном воздухе и в потоке ( $t_n = 220^\circ\text{C}$ ): сплошные линии –  $W_6 = 0$ , пунктирные –  $W_6 = 26$  м/с

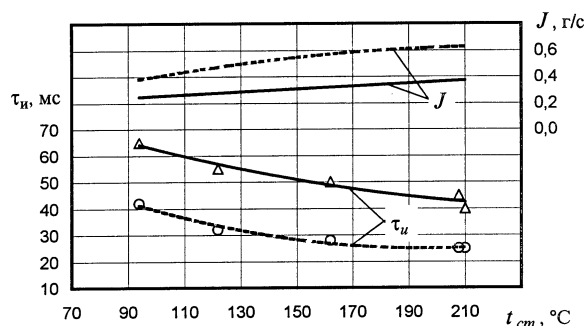


Рис.3.20. Зависимости времени  $\tau_u$  и скорости испарения  $J$  постоянной цикловой подачи топлива ( $g_u = 16$  мг) от температуры поверхности в неподвижном воздухе и при наличии потока: сплошные линии –  $W_6 = 0$ , пунктирные –  $W_6 = 26$  м/с

Многочисленные экспериментальные проверки анализируемого факта не дали других результатов, причем как при наличии воздушного потока, так и без него.

Влияние давления впрыска топлива на параметры его испарения показано на рис. 3.22. В данном случае результат оказался вполне ожидаемым. Давление впрыска топлива действительно слабо влияет на скорость и время испарения впрыскиваемого топлива. Например, повышение давления впрыска в 2,5 раза (со 100 до 250 кПа) приводит к повышению скорости испарения всего лишь на 12...15 %. Эти данные хорошо согласуются с более ранними исследованиями [127, 161].

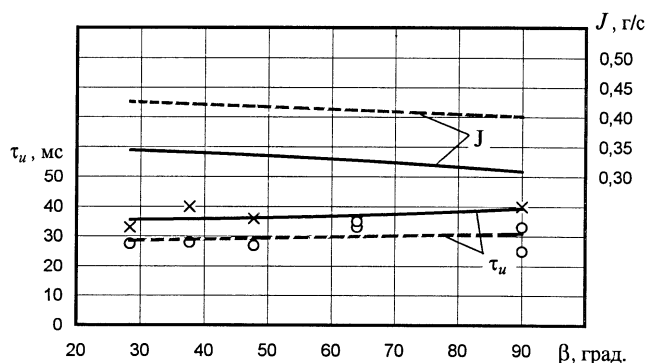


Рис.3.21. Влияние угла  $\beta$  впрыска топлива (наклона факела топлива к поверхности) на время  $\tau_u$  и скорость испарения  $J$  постоянной цикловой подачи топлива ( $g_u=12$  мг) в неподвижном воздухе и в потоке ( $t_n = 195^\circ\text{C}$ ): сплошные линии –  $W_e=0$ , пунктирные –  $W_e = 26$  м/с

Таким образом, к наиболее значимым факторам, заметно влияющим на процесс испарения топлива, следует отнести величину цикловой подачи  $g_u$ , температуру поверхности  $t_n$ , скорость спутного воздушного потока  $W_e$ .

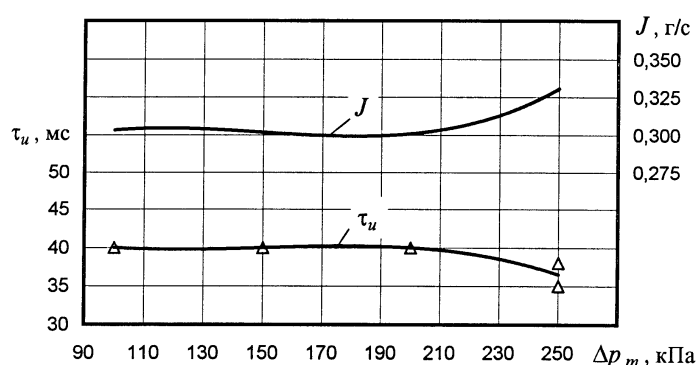


Рис. 3.22. Влияние давления впрыска топлива  $\Delta p_m$  на время  $\tau_u$  и скорость испарения  $J$  постоянной цикловой подачи топлива ( $g_u=12$  мг) в неподвижном воздухе и в потоке ( $t_n = 195^\circ\text{C}$ )

В связи с этим особый интерес представляет исследование комплексного влияния указанных факторов на динамику испарения топлива. До настоящего времени такие исследования не проводились.

Для восполнения этого пробела был проведен многофакторный эксперимент, в котором за целевую функцию принималось время испарения  $\tau_u$  (мс) определенной цикловой подачи топлива. В качестве варьируемых факторов были взяты: температура нагретой поверхно-

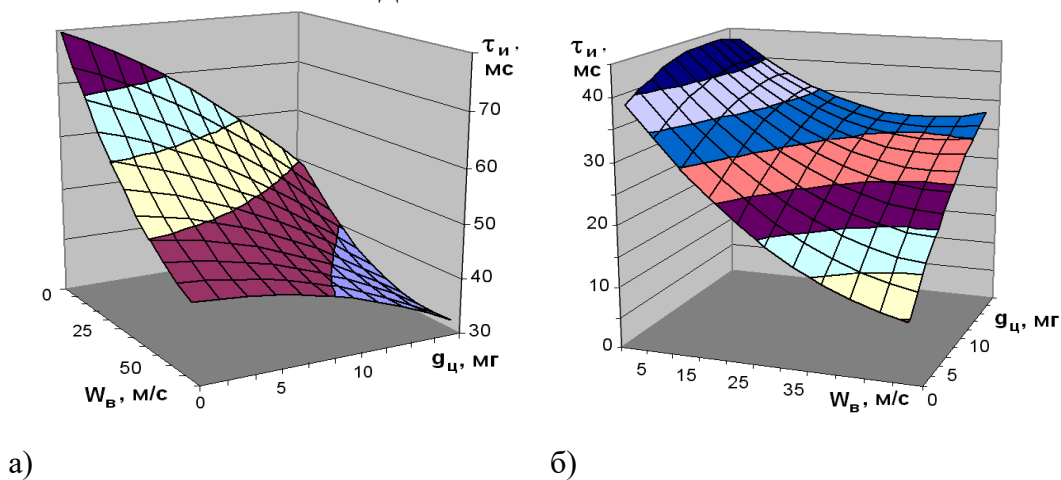
сти  $t_n$  (89...211 °С), скорость воздушного потока  $W_B$  (5,7...54,3 м/с) и величина цикловой подачи топлива  $g_{Ц}$  (2,9...15,1 мг). Впрыск топлива осуществлялся перпендикулярно нагретой поверхности ( $\beta = 90^\circ$ ), а сам канал установки располагался под углом  $\gamma = 30^\circ$  к горизонтали.

При недостатке априорной информации о комплексном влиянии этих факторов на динамику испарения топлива, в качестве исходного плана эксперимента был принят ортогональный центральный композиционный план, позволяющий получать достаточно сложные полиномиальные модели второй степени [290].

Обработка результатов эксперимента позволила получить следующее уравнение:

$$\tau_{и} = 148 + [ t_n (1,21W_B + 23,5 g_{Ц} - 731) + W_B (32,1 g_{Ц} - 1490) - 3410 g_{Ц} + 1,07 t_n^2 + 8,97 W_B^2 - 77,6 g_{Ц}^2 ] \cdot 10^{-3}, мс \quad (3.16)$$

Созданная полиномиальная модель испарения топлива, выражаемая уравнением (3.16), позволяет оценить время испарения указанных цикловых подач бензина Аи-93 в рамках исследованного факторного пространства со средней квадратичной погрешностью, не превышающей 18 %, что можно считать вполне удовлетворительным для этой сложной области исследования.



*Рис.3.23. Поверхности отклика, полученные с помощью полиномиальной модели испарения топлива (формула (3.16)), впрыскиваемого на нагретую поверхность при ее различных температурах, скоростях воздушного потока и цикловых подачах топлива: а) –  $t_n=89$  °С; б) –  $t_n=211$  °С*

На рис. 3.23 представлена графическая интерпретация полученной модели испарения топлива – зависимость времени испарения топлива от скорости воздушного потока, величины цикловой подачи топлива и температуры поверхности. Графики показывают сложную и неоднозначную взаимосвязь между этими параметрами, требующую продолжения исследований в этом направлении для более ясного понимания физической картины испарения топлива с нагретой поверхности.

Подводя итог выполненным исследованиям, можно заключить, что в процессах смесеобразования при впрыске бензина на нагретую поверхность лимитирующим фактором является низкая скорость диффузионного испарения частиц топлива. Такие параметры, как скорость спутного воздушного потока, температура испарительной поверхности, угол наклона топливного факела к этой поверхности, давление впрыска хотя и заметно влияют на протекание процессов испарения топлива, но не позволяют значительно их интенсифицировать при такой схеме взаимодействия топлива и воздуха.

## Глава 4

# РАЗРАБОТКА И РЕАЛИЗАЦИЯ КОНЦЕПЦИИ ПЛЕНОЧНО-ВИХРЕВОГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

Задачами исследования в данной части работы являлись:

- разработка и обоснование концепции пленочно-вихревого смесеобразования для различных схем впрыска топлива;
- поиск и систематизация принципов создания конструкций смесеобразующих устройств для реализации пленочно-вихревого смесеобразования;
- исследование газодинамических характеристик вихревых камер;
- сравнительные моторные испытания систем ЦВТ с различными смесительными камерами.

### **4.1. Концепция пленочно-вихревого смесеобразования и обоснование конструктивных схем смесеобразующих устройств**

В практике двигателестроения получили распространение два подхода к организации внешнего смесеобразования в бензиновых двигателях. При первом стремятся получить возможно более однородную ТВС, которая обеспечивает высокоэкономичную и малотоксичную работу двигателя.

Во втором случае ставится задача получения расслоенной смеси – богатой вблизи свечи зажигания и обедненной вдали от нее. При этом также создается возможность эффективно сжигать ТВС (в том числе и обедненные) с высокой топливной экономичностью и низкой токсичностью ОГ.

Оба эти подхода могут реализовываться различными путями, однако следует отметить, что по своим особенностям РВТ приспособлен для создания как расслоенного заряда, так и однородного, а ЦВТ – для получения только однородных смесей. Опыт мирового двигателестроения показывает, что наиболее целесообразным является обеспечение предельно возможной гомогенизации ТВС при использовании как схемы ЦВТ, так и РВТ. Поэтому основным направлением развития внешнего смесеобразования должна быть интенсификация образования ТВС с целью ее предельной гомогенизации. Процессы гомо-

генизации должны завершаться: при ЦВТ - до поступления смеси в зону разветвления впускного трубопровода, при РВТ – до попадания ТВС в цилиндры двигателя.

Практически интенсивная гомогенизация ТВС в системах ЦВТ должна осуществляться в СК, поскольку после нее возможности образования смеси ограничены (впускной трубопровод выполняет скорее функции распределения смеси и транспортировки ее к цилиндрам, чем смесеобразующего устройства). Кроме этого, к моменту распределения ТВС по ветвям впускного трубопровода она должна быть предельно гомогенизирована, иначе резко возрастает неравномерность состава смеси по цилиндрам (гл.1).

Таким образом, для создания гомогенных ТВС смесительная камера в системе ЦВТ играет ключевую роль. Однако схемы и конструкции БТ систем ЦВТ во многом сохраняют черты традиционного карбюратора (прямоточная СК, диспергирование и ввод топлива в поток, применение дисковой дроссельной заслонки и др.).

Сохранение в новой технической системе ряда черт старой является в определенной мере закономерным и объясняется преемственностью в технике. Однако на некотором этапе развития черты старой технической системы становятся тормозом для дальнейшего прогресса новой системы. Именно такая ситуация сложилась в области ЦВТ. Современные средства электроники позволяют радикально решить проблему оптимального дозирования топлива и реализовать сколь угодно сложные алгоритмы управления топливоподачей, включая и адаптивные. Это открывает широкие возможности в организации смесеобразования, которые, на наш взгляд, остаются пока нереализованными. Сегодня должна быть поставлена задача принципиального пересмотра схемы образования ТВС с целью радикального улучшения смесеобразования и более полного использования потенциала ЦВТ.

Исследования [311] свидетельствуют, что работы по обеспечению сгорания гомогенных смесей являются перспективными. Корпорация *DaimlerChrysler* в этом направлении пошла по пути высокодисперсного распыливания топлива для создания гомогенных ТВС. Для этого применяется форсунка с 30 сопловыми каналами, обеспечивающая эффективное сгорание с низким уровнем выбросов  $NO_x$ . Более того, создание высокогомогенных ТВС позволяет двигателю



работать с воспламенением от сжатия без применения искрового зажигания.

В первой главе показано, что пленочные испарительные процессы имеют значительные преимущества перед испарением диспергированной жидкости в газовом потоке. Повышение эффективности процессов смесеобразования при использовании пленочного испарения топлива объясняется рядом особенностей пленочных течений, определяющих интенсификацию массоотдачи с поверхности пленки. Среди них можно выделить следующие:

- значительно бóльшая удельная поверхность контакта фаз (по сравнению с испарением диспергированной в потоке жидкости);
- большее располагаемое время для испарения топлива за счет меньшей скорости движения пленки (примерно в 50 раз);
- повышенная скорость испарения топлива по сравнению с испарением диспергированной жидкости;
- унос испаряющегося топлива воздушным потоком, не препятствующий прогреву пленки;
- возможность повышения температуры испарительной поверхности без опасности нагрева всего потока ТВС;
- турбулизирующее действие паровых пузырьков в топливной пленке, повышающее скорость ее испарения на 25...40 %.

Однако для обеспечения эффективного внешнего смесеобразования в бензиновом двигателе использование только пленочного течения топлива недостаточно. Как показывает наш анализ (гл.1 - 3), необходимым газодинамическим условием для обеспечения высокого уровня процессов массоотдачи при пленочном течении является согласованное с ним вихревое (закрученное) движение газового потока. Наложение на пленочное течение жидкости интенсивного вихревого движения газа позволяет значительно повысить скорость потока над пленкой при одновременном увеличении пути смешения воздуха и паров жидкости, что приводит к возрастанию массоотдачи в несколько раз. Действие центробежных сил, возникающих в закрученном потоке, улучшает устойчивость пленки и повышает равномерность ее распределения на поверхности испарителя, снижает в 4...5 раз минимально возможный расход жидкости для полного смачивания поверхности (по сравнению с гравитационными пленками) [164].

Высокий уровень интенсификации процессов смесеобразования в закрученных потоках определяется действием следующих основных факторов:

- значительными радиальными градиентами скоростей и давлений в потоке, обеспечивающими его высокую турбулентность;
- существенно увеличенным путем смешения топлива и воздуха;
- нестационарным характером взаимодействия фаз.

Наши исследования показали (гл.3), что закрученные потоки могут обеспечить значительное увеличение массоотдачи с поверхности топливной пленки по сравнению с прямоточными течениями (при прочих равных условиях). При этом эффект от использования закрутки потока во многом определяется интенсивностью закрутки и скоростью движения потока.

Предлагаемая нами концепция пленочно-вихревого смесеобразования для различных схем впрыска топлива включает следующие необходимые и достаточные условия для интенсификации процессов образования гомогенных ТВС:

- применение впрыска топлива с электронным управлением;
- формирование пленочного течения топлива на нагреваемой поверхности и его интенсивное испарение;
- создание закрученного (вихревого) высокоскоростного потока над поверхностью топливной пленки.

Концепция пленочно-вихревого смесеобразования базируется на идее испарения топлива из пленки при интенсивном воздействии закрученного (вихревого) воздушного потока и может быть реализована как при ЦВТ, так и при РВТ. Ее практическое применение дает возможность создавать компактные и высокоэффективные смесеобразующие устройства. Ключевое значение при этом имеет выбор:

- способа закрутки потока и конструкции закручивающего устройства (ЗУ);
- места расположения форсунки и технологии формирования топливной пленки;
- конструкции теплообменной поверхности и способа ее нагрева.

Воздушный поток может быть закручен специальными устройствами, которые придают потоку вращательную (тангенциальную) составляющую скорости. При этом ЗУ отличаются как по конструк-

ции, так и по создаваемому соотношению осевого и вращательного движения потока.

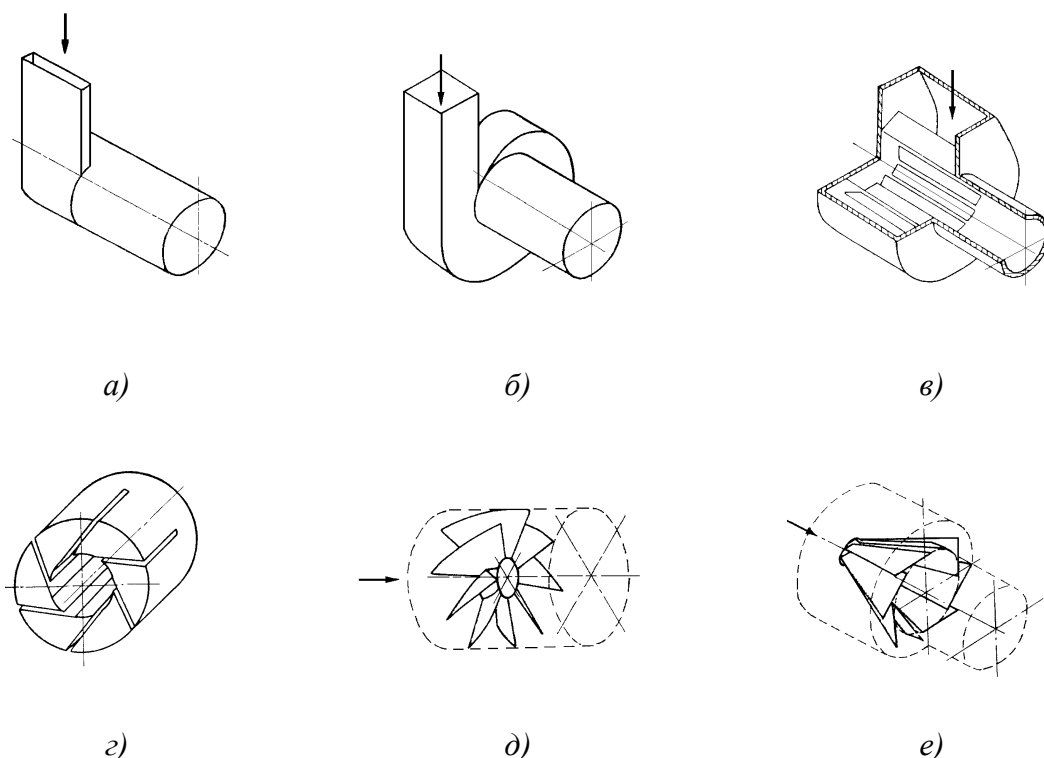


Рис.4.1. Принципиальные схемы различных завихрителей (закручивающих аппаратов)

В основу создания перспективной системы ЦВТ должен быть положен синтез указанных условий при нахождении соответствующих конструктивных решений. Анализ известных ЗУ [134] позволил выбрать в качестве наиболее рациональной схемы тангенциально-целевой завихритель (рис.4.1). Кроме показателей эффективности и условий компоновки выбранного устройства на двигателе, определяющим моментом при этом являлась возможность комбинирования закручивающего аппарата с дросселирующим узлом и место расположения форсунки для впрыска топлива.

К дросселирующему узлу перспективной схемы ЦВТ с пленочно-вихревым смесеобразованием предъявляются следующие требования.

1. Конструкция узла должна быть простой и технологичной.
2. При полном открытии дросселирующий элемент должен полностью освобождать канал для прохождения потока.

3. Узел должен обеспечивать симметрию потока относительно оси канала на всех режимах работы двигателя.

4. Все силы и моменты, создаваемые потоком относительно перемещающегося дросселирующего элемента, должны быть полностью уравновешены на любых режимах работы двигателя.

5. Диапазон перемещения дросселирующего элемента должен быть достаточным для обеспечения требуемых условий управления двигателем.

Для системы ЦВТ более подходит тангенциально-щелевой завихритель, который хорошо komponуется с цилиндрическим дросселем, позволяющим регулировать поток на входе в тангенциальные каналы. Принципиальная схема устройства для пленочно-вихревого смесеобразования при ЦВТ показана на рис.4.2. Устройство включает вихревую СК 1, образованную торцевой крышкой 5 и двумя участками – цилиндрическим 8 и конфузорным 9. На цилиндрическом участке камеры в стенке выполнены тангенциальные каналы (щели) 3. Снаружи вихревой камеры (ВК) 1 установлен поворотный цилиндрический дросселирующий элемент 7 с входными окнами 4, который при повороте может открывать или закрывать каналы 3 ВК.

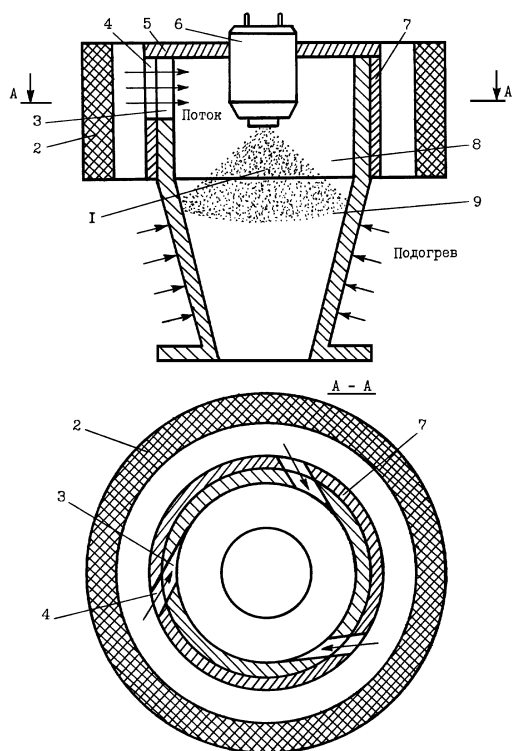


Рис.4.2. Концептуальная схема устройства для пленочно-вихревого смесеобразования при ЦВТ: 1 – смесительная камера; 2 – воздушный фильтр; 3 – тангенциальные входные каналы камеры; 4 – окна дросселирующего элемента; 5 – торцевая крышка смесительной камеры; 6 – электромагнитная форсунка; 7 – цилиндрический дросселирующий элемент; 8 и 9 – цилиндрическая и конфузорная части камеры соответственно

Дросселирующий элемент 7 может перемещаться, например, при помощи тросика с пружиной (на рис.4.2 не показаны). В торцевой крышке 5 коаксиально по отношению к ВК установлена электромагнитная форсунка 6. Подвод и отвод топлива от форсунки осуществляется с помощью каналов, выполненных в торцевой крышке (на рис.4.2 не показаны). Конфузорная часть СК подогревается, например, с помощью тепла ОГ или другим способом. В верхней части устройства размещен воздушный фильтр 2, коаксиально установленный относительно камеры. Все устройство крепится фланцем к впускному трубопроводу двигателя.

Работа устройства осуществляется следующим образом. Поток воздуха, проходя фильтр 2, поступает через окна 4 дросселирующего элемента 7 и, закручиваясь при прохождении тангенциальных каналов 3, движется к выходному сечению камеры по винтовой линии. При этом происходит интенсивное смешивание воздуха с топливом, поступающим от электромагнитной форсунки 6 в зону СК. Топливо, направляемое на стенку конфузора, образует пленку, движущуюся под действием закрученного потока к впускному трубопроводу двигателя. При этом происходит интенсивное испарение топлива под действием двух факторов:

- ускоряющегося закрученного движения потока воздуха на конфузорном участке;
- подогрева пленки топлива от нагреваемой стенки конфузорного участка.

Таким образом, в этой схеме смесеобразования реализуются все три названных условия получения гомогенных смесей. Предлагаемая схема имеет следующие положительные особенности.

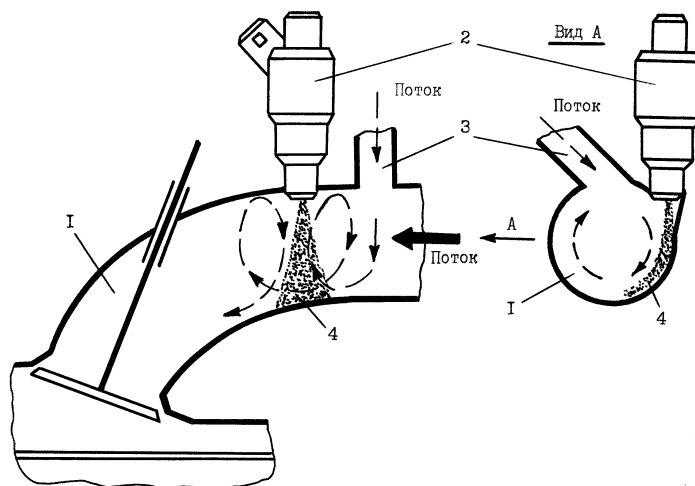
1. Малые габаритные размеры по высоте вследствие коаксиального расположения воздухоочистителя и вихревой СК.

2. Высокую испаряемость топлива на частичных режимах работы двигателя, обусловленную подачей топлива форсункой в задрозсельное пространство.

3. Невысокое газодинамическое сопротивление при необходимой закрутке потока воздуха.

4. Отсутствие подогрева смеси на впуске, поскольку целенаправленно греется только топливная пленка, а не весь воздушный поток.

Для создания пленочно-вихревого смесеобразования при РВТ наиболее приемлемым является тангенциальный завихритель (рис.4.1а). В этом случае наилучшим местом для организации пленочно-вихревого смесеобразования будут впускные каналы головки цилиндров. Для создания пленочного течения топлива необходимо радикально изменить ориентацию электромагнитной форсунки в канале – расположить ее тангенциально по отношению к сечению канала (рис. 4.3). Топливо, впрыскиваемое форсункой 2 в канал 1, должно образовывать топливную пленку, движущуюся по стенке к впускному клапану. Воздух при этом должен также направляться тангенциально, причем подводящий тангенциальный канал 3 должен располагаться либо до форсунки (по ходу канала), либо в том же сечении, где установлена форсунка. В этом случае топливо будет попадать в уже закрученный поток воздуха, что улучшит формирование пленочного течения и повысит массоотдачу от пленки топлива в воздушный поток.



*Рис.4.3. Концептуальная схема организации пленочно-вихревого смесеобразования при РВТ: 1 – впускной канал головки цилиндров; 2 – электромагнитная форсунка; 3 – тангенциальный канал для подвода воздуха; 4 – впрыскиваемое форсункой топливо; на виде А расположение тангенциального канала 3 условно показано в одной плоскости с форсункой 2*

Воздух в тангенциальный канал 3 может поступать от специальной воздушной магистрали, управляемой отдельной дроссельной заслонкой (подробнее см. раздел 5.3). На частичных нагрузках двигателя весь воздух будет подаваться через тангенциальные каналы 3, при-

чем с увеличением расхода воздуха интенсивность закрутки будет возрастать. На полной нагрузке двигателя (или близкой к ней) закрутка потока, создаваемая с помощью тангенциальных каналов 3, будет носить частичный характер (интенсивность закрутки будет ослабляться), так как по каналам головки цилиндров будет идти еще и основной поток, поступающий через ветви впускного трубопровода.

На режимах пуска и холостого хода двигателя воздух, поступающий через тангенциальные каналы, может подогреваться (например, электронагревателем), что улучшит испарение топлива и снизит выброс токсичных компонентов с ОГ на этих режимах. Кроме этого, в зоне формирования пленки около стенки впускного трубопровода (канала головки цилиндров) может устанавливаться электронагреватель, обеспечивающий нагрев испарительной поверхности, на которую поступает пленка. Это также улучшит пусковые качества двигателя и снизит его токсичные выбросы на режимах прогрева и холостого хода.

Такая схема организации пленочно-вихревого смесеобразования при РВТ позволит реализовать предложенную концепцию и повысит эффективность образования ТВС для улучшения экологических и энергетических показателей двигателей.

Концепция пленочно-вихревого смесеобразования может быть практически и с успехом реализована. Решение всего комплекса научных, конструкторских и технологических задач, связанных с ее реализацией при использовании различных схем впрыска топлива (ЦВТ и РВТ), может дать начало созданию нового типа устройств для внешнего смесеобразования, обладающих компактностью, простотой и эффективностью.

#### **4.2. Критерии оценки закрутки потока и газодинамические показатели закручивающих устройств**

Оценка закрутки потока может проводиться по геометрическим параметрам ЗУ или по физическим показателям закрученного потока (рис.4.4). Кроме этого, работу ЗУ могут характеризовать его газодинамическое сопротивление и так называемый газодинамический КПД. Рассмотрим более детально все указанные параметры и показатели.

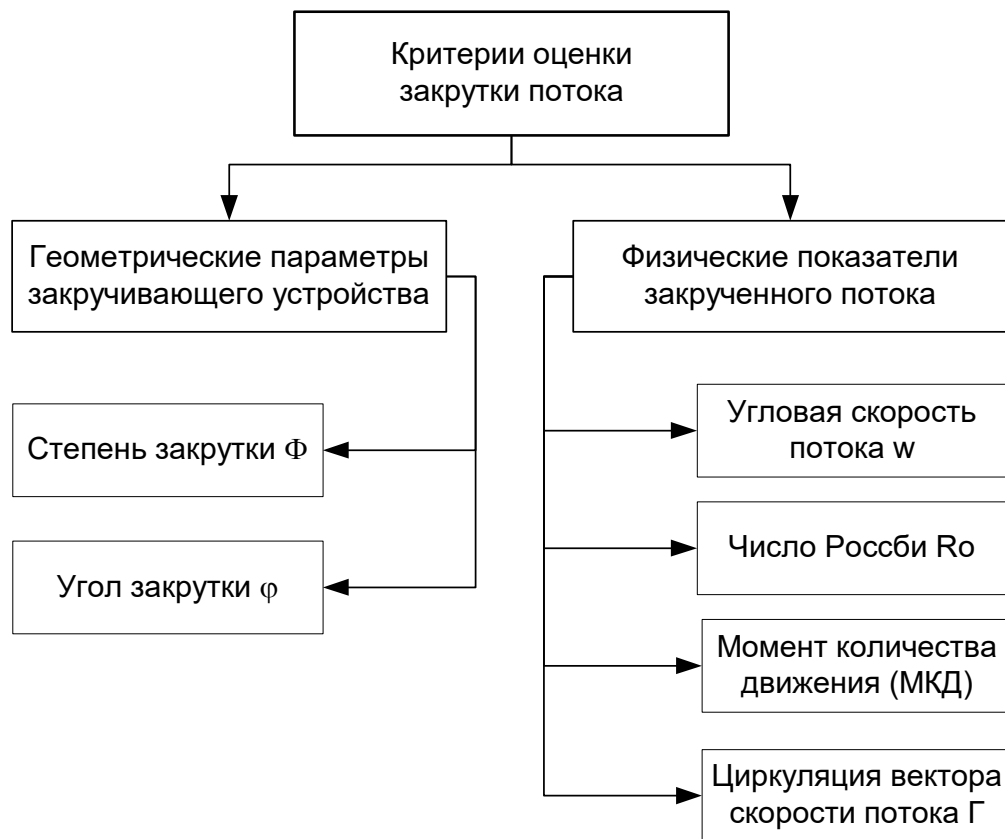


Рис. 4.4. Классификация критериев оценки закрутки потока

Для оценки степени закрутки потока удобно использовать интегральный параметр  $\Phi$ , характеризующий отношение момента количества движения  $M$  к осевому (аксиальному) количеству движения  $K$  в произвольном сечении в масштабе радиуса ВК [134, 312]:

$$\Phi = \frac{M}{K \cdot R}, \quad (4.1)$$

где

$$M = 2\pi \int_0^R \rho v_a \cdot v_\tau \cdot r^2 dr \quad (4.2)$$

$$\text{и } K = 2\pi \int_0^R \rho v_a^2 r dr. \quad (4.3)$$

Здесь  $\Phi$  – степень закрутки потока в ЗУ;  $\rho$  – плотность потока;  $v_a$  и  $v_\tau$  – соответственно аксиальная и тангенциальная составляющие скорости потока в данной точке;  $r$  – текущий радиус ВК.

Таким образом, строгое определение степени закрутки потока  $\Phi$  возможно при использовании интегрирования скоростей потока по радиусу ВК. Однако для практических целей момент количества дви-



жения  $M$  относительно оси закрученного потока можно выразить через осредненные параметры течения:

$$M = \rho Q \bar{v}_\tau l, \quad (4.4)$$

где  $Q$  – объемный расход воздуха через ВК;  $\bar{v}_\tau$  – средняя скорость потока в тангенциальном направлении;  $l$  – расстояние от центра вращения потока до точки, в которой приложена равнодействующая скорости потока в тангенциальном направлении (плечо закрутки).

$$\text{Так как } Q = \pi R^2 \bar{v}_a, \text{ то } M = \pi \rho \bar{v}_a \cdot \bar{v}_\tau \cdot R^2 l, \quad (4.5)$$

где  $\bar{v}_a$  – средняя скорость потока в аксиальном направлении.

Для выбранного тангенциально-щелевого ЗУ величина  $l$  будет равна (рис. 4.5):

$$l = R - \frac{b}{2}, \quad (4.6)$$

где  $b$  – ширина тангенциального входного канала.

Тогда момент количества движения относительно оси закрученного потока при тангенциальном расположении входных каналов определится:

$$M = \pi \rho \bar{v}_a \cdot \bar{v}_\tau \cdot R^2 \left( R - \frac{b}{2} \right). \quad (4.7)$$

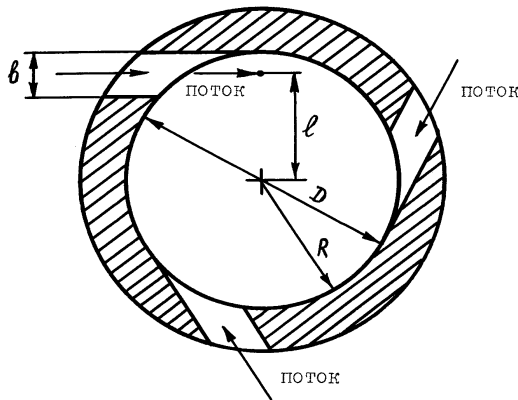


Рис.4.5. Схема тангенциально-щелевого закручивающего устройства

Момент количества движения потока воздуха в осевом направлении, выраженный через осредненные параметры потока, равен

$$K = \rho Q \bar{v}_a. \quad (4.8)$$

Учитывая, что  $Q = \pi R^2 \cdot \bar{v}_a$  и  $K = \pi \rho \bar{v}_a^2 \cdot R^2$ , (4.9)

получим 
$$\Phi = \frac{\pi \rho \bar{v}_a \cdot \bar{v}_\tau \cdot R^2 (R - b/2)}{\pi \rho \bar{v}_a^2 \cdot R^2 \cdot R} = \frac{\bar{v}_\tau (R - b/2)}{\bar{v}_a \cdot R} .$$
 (4.10)

При тангенциальном подводе потока в ВК справедливо соотношение [320]: 
$$\frac{\bar{v}_\tau}{\bar{v}_a} = \frac{\pi R^2}{\kappa h b} ,$$
 (4.11)

где  $h$  – высота тангенциального входного канала;  $\kappa$  - количество тангенциальных каналов.

Отсюда 
$$\Phi = \frac{\pi R^2 (R - b/2)}{\kappa h b R} \quad \text{или} \quad \Phi = \frac{\pi R (R - b/2)}{\kappa h b} .$$
 (4.12)

После преобразований степень закрутки потока  $\Phi$  определится:

$$\Phi = \frac{\pi \left(\frac{D}{2}\right) \cdot \left(\frac{D}{2} - \frac{b}{2}\right)}{\kappa h b} = \frac{\pi \cdot D(D - b)}{4 \kappa h b} .$$
 (4.13)

Для удобства анализа полученной зависимости введем соотношение  $b/D = \lambda$ , откуда  $b = \lambda D$ .

Тогда 
$$\Phi = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D(D - \lambda D)}{\kappa h b} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{(1 - \lambda)}{\kappa h b} .$$
 (4.14)

Нетрудно видеть, что здесь:  $\frac{\pi D^2}{4} = S_\kappa$  - площадь поперечного сечения ВК;  $\kappa h b = S_{ex}$  – суммарная площадь сечений тангенциальных входных каналов.

Таким образом 
$$\Phi = \frac{S_\kappa}{S_{ex}} \cdot (1 - \lambda) .$$
 (4.15)

Обозначим  $S_{ex}/S_\kappa = \psi$ . Тогда степень закрутки потока в ВК:

$$\Phi = \frac{(1 - \lambda)}{\psi} .$$
 (4.16)

На практике величины  $\lambda$  и  $\psi$  могут находиться в пределах:  $\lambda = 0,05 \dots 0,5$  и  $\psi = 0,1 \dots 1,0$ . При заданных размерах ВК для получения наибольшей степени закрутки потока необходимо выбирать меньшие значения параметра  $\lambda$ , что может быть достигнуто за счет увеличения количества  $\kappa$  тангенциальных входных каналов при сохранении неизменной величины  $\psi$ . Поэтому целесообразно использовать  $\kappa = 2 \dots 4$ .

По вышеуказанной причине нецелесообразным является так называемый хордальный ввод потока в ВК, при котором направление входных каналов не тангенциальное, а совпадает с хордой внутренней окружности камеры. В этом случае наблюдается значительное уменьшение плеча закрутки потока и снижается эффективность использования ВК.

Следует отметить, что степень закрутки потока  $\Phi$  является только лишь **относительным геометрическим** параметром ВК и не учитывает шероховатости стенок камеры, конфигурации и особенностей расположения входных каналов и т.п. Тем не менее, степень закрутки потока  $\Phi$  позволяет с единых позиций сравнивать ВК разных размеров и конструкций. Полученная зависимость (4.16) является новой и позволяет более ясно с физической точки зрения определить влияние конструктивных параметров ВК на величину  $\Phi$ . Значения  $\Phi$  при различных  $\lambda$  и  $\psi$  представлены на рис. 4.6. Приведенные на графиках зависимости позволяют заключить, что наиболее значительное влияние на величину  $\Phi$  оказывает отношение  $\psi = S_{ex}/S_k$ , особенно в диапазоне  $\psi = 0,1 \dots 0,4$  (рис. 4.6, б). Значительно меньше на величину  $\Phi$  влияет параметр  $\lambda = b/D$ , причем, чем больше значение  $\psi$ , тем меньше сказывается влияние  $\lambda$  на параметр  $\Phi$  (рис. 4.6, а).

При наличии коаксиальной вставки в центре ВК (например, при установке форсунки) в формулу для расчета  $\psi$  необходимо вместо  $S_k$  подставлять площадь кольца  $S_o = S_k - S_e$ , где  $S_e = \pi d_e^2 / 4$  - площадь поперечного сечения коаксиальной вставки и  $d_e$  - ее диаметр.

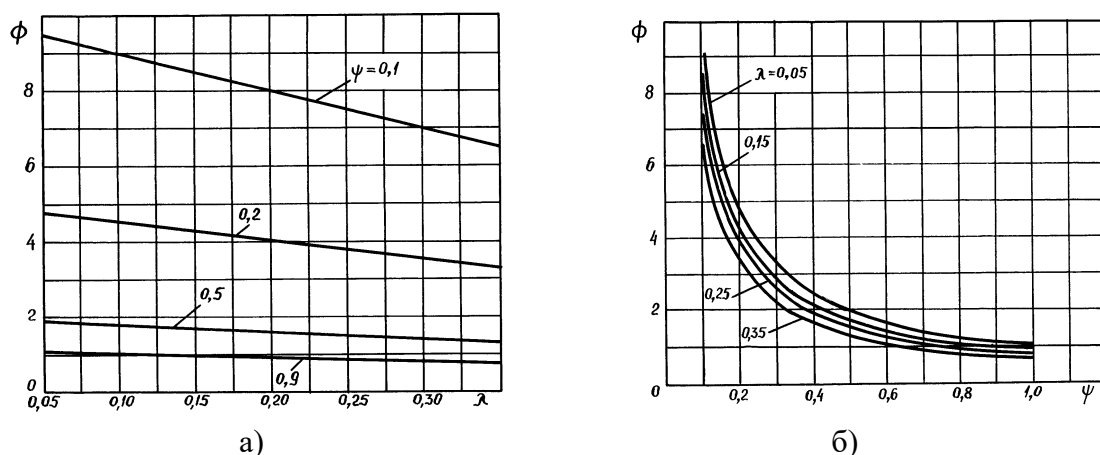


Рис. 4.6. Зависимость степени закрутки потока  $\Phi$  от параметров  $\lambda$  и  $\psi$  вихревой камеры

В общем 
$$S_o = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_e^2). \quad (4.17)$$

Анализируя влияние  $S_e$  на величину  $\Phi$ , можно заметить, что введение коаксиальной вставки в ВК равносильно увеличению параметра  $\psi$ . С увеличением диаметра вставки уменьшается значение  $\Phi$  для ВК.

Этот теоретический вывод хорошо согласуется с известными экспериментальными данными [313]. С введением коаксиальной вставки в ВК наблюдается снижение эффективности работы камеры при одновременном уменьшении его газодинамического сопротивления, которое, в свою очередь, обусловлено величиной  $\Phi$ . Следовательно, введение в ВК коаксиальных элементов не просто уменьшает сопротивление камеры, а снижает  $\Phi$ , что непосредственно является причиной ухудшения эффективности работы камеры.

В расчетах ВК определение  $\Phi$  можно вести по формулам (4.13) или (4.15), (4.16). При заданных параметрах  $S_k$ ,  $k$ ,  $h$ ,  $\Phi$ ,  $D$  значение  $b$  можно вычислить:

$$b = \frac{S_k}{kh\Phi + \frac{S_k}{D}}. \quad (4.18)$$

При известных величинах  $S_o$ ,  $k$ ,  $b$ ,  $\Phi$ ,  $D$  параметр  $h$  определится:

$$h = \frac{S_k \left(1 - \frac{b}{D}\right)}{kb\Phi}. \quad (4.19)$$

В случае применения коаксиальной вставки в ВК значение  $S_k$  в этих зависимостях следует заменить на  $S_o$ , определяемую по формуле (4.17).

Все выводы и полученные выражения для тангенциально-щелевых ЗУ в полной мере справедливы и для тангенциальных завихрителей (рис.4.1а), которые могут быть использованы для закрутки потока на впуске двигателей с РВТ.

Важным геометрическим параметром, характеризующим закрученные течения, является угол  $\varphi$  движения потока в ВК относительно вертикали. Этот параметр широко используется для лопаточных и шнековых закручивающих аппаратов, однако для тангенциально-щелевых устройств зависимость величины  $\varphi$  от их конструктивных особенностей неизвестна. Поэтому определение этого угла проведем следующим образом. Полагаем, что поток, выходя из одного тангенциального канала и двигаясь по винтовой линии (рис.4.7), к моменту подхода к следующему тангенциальному каналу опустится в осевом направлении ровно на высоту канала. Несложные расчеты показывают, что угол закрутки потока в этом случае определится:

$$\varphi = \arctg \frac{\pi D}{kh}. \quad (4.20)$$

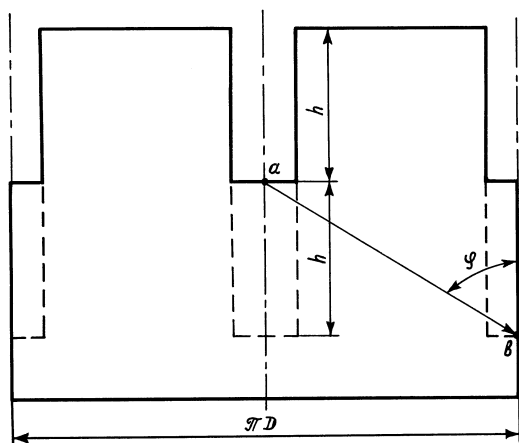


Рис.4.7.Развертка боковой поверхности ВК (к определению угла закрутки потока)

Угловая скорость  $\omega$  вращающегося потока может быть определена экспериментально с помощью малоинерционной крыльчатки. Подробно устройство такой крыльчатки и методика проведения измерений приведены в разделе 4.4.

Зная угловую скорость  $\omega$ , можно вычислить число Россби, характеризующее интенсивность закрутки [222]:

$$Ro = \frac{\omega R_k}{V_k}, \quad (4.21)$$

где  $V_k$  – среднерасходная скорость потока через ВК.

Число  $Ro$  удобно для оценки закрутки потока, поскольку его значение не зависит от величины расхода воздуха.

Наиболее полно закрутку потока характеризует момент количества движения  $M_{к\delta}$  потока в ВК, однако его определение связано с

рядом трудностей экспериментального характера. Опытным путем измерение  $M_{кд}$  возможно с помощью специальной спрямляющей решетки [314]. На основании теоремы об изменении количества движения потока получим:

$$M_{кд} = M \cdot \tau_p. \quad (4.22)$$

Здесь  $M$  – момент, фиксируемый на оси решетки;  $\tau_p$  – время прохождения потоком решетки (время, необходимое для спрямления потока):

$$\tau_p = \frac{h_p}{V_p} = \frac{h_p \cdot S_p}{Q_v}, \quad (4.23)$$

где  $V_p$  – среднерасходная скорость потока в решетке, выраженная через суммарную проходную площадь  $S_p$  между лопастями решетки и объемный расход воздуха  $Q_v$ ;  $h_p$  – расстояние вдоль оси решетки (ширина ее лопасти), при прохождении которого закрученный поток трансформируется в осевой.

Проблема заключается в том, что при конструировании спрямляющей решетки необходимо таким образом выбрать величину  $h_p$ , чтобы весь закрученный поток успел полностью преобразоваться в осевой. Это обстоятельство требует проведения большого количества тонких опытов, но и при этом не гарантируется достоверность измерений. Поэтому в большинстве случаев при исследованиях с использованием спрямляющей решетки за основу берется величина самого момента на ее оси (иногда его называют секундным моментом количества движения потока). В работе [315] отмечено, что момент на оси спрямляющей решетки пропорционален квадрату массового расхода воздуха в широком диапазоне режимов течения:

$$M = \kappa_m \cdot G_v^2, \quad (4.24)$$

где  $\kappa_m$  – коэффициент, характеризующий закрутку потока, вычисляемый по показаниям спрямляющей решетки.

Для наших исследований формула (4.24) справедлива в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re_D = (5 \dots 17) \cdot 10^4$ . Это позволяет использовать значение  $\kappa_m$  для оценки закрутки потока.

Теоретически закрутку потока можно было бы оценить с помощью величины циркуляции вектора скорости потока  $\Gamma$  [316]:

$$\Gamma = 2\pi \frac{M}{G_v} . \quad (4.25)$$

Преобразуя это уравнение с учетом выражения (4.24), получим

$$\Gamma = 2\pi \cdot \kappa_m \cdot G_v . \quad (4.26)$$

Таким образом, опять приходим к необходимости определения значения  $\kappa_m$ . Учитывая то, что этот коэффициент обладает автономностью в широком диапазоне чисел  $Re_D$ , можно сделать вывод, что его использование более предпочтительно при оценке закрутки потока.

Важнейшей характеристикой ЗУ, во многом определяющей эффективность их работы, является газодинамическое сопротивление. В различных теоретических и экспериментальных исследованиях, выполненной разными авторами, нет единства в подходе к определению газодинамического сопротивления ЗУ. Это объясняется значительными различиями в назначении и конструкциях подобных устройств, разными условиями их использования и др. Оценка газодинамического сопротивления ЗУ может осуществляться по коэффициенту сопротивления  $\zeta$ , по перепаду полного давления  $\Delta P_\Sigma$  или по критерию Эйлера  $Eu$ .

Рассматривая ВК как газодинамический аппарат, сделаем следующие допущения:

- поток является несжимаемой средой ввиду того, что на всех режимах работы скорость воздуха не превышает 1/3 числа Маха (примерно 110 м/с);
- течение воздушного потока считаем адиабатным;
- исследование проводим для «сухой» камеры, без топливной фазы.

Коэффициент сопротивления определяется

$$\zeta = \frac{E_{вх} - E_{вых}}{H} , \quad (4.27)$$

где:  $E_{вх} = p_{вх} + \rho \frac{V_{вх}^2}{2}$  - полная энергия потока на входе в камеру;

$E_{вых} = p_{вых} + \rho \frac{V_{вых}^2}{2}$  - полная энергия потока на выходе в камеру;

$H = \rho \frac{V^2}{2}$  - скоростной напор в характерном сечении камеры.

Практически коэффициент сопротивления  $\zeta$  ВК вычисляется по формуле:

$$\zeta = \frac{2 \cdot \Delta P_{\Sigma}}{\rho \cdot V_k^2}, \quad (4.28)$$

где  $V_k$  - среднерасходная скорость потока в ВК.

В общем случае полное газодинамическое сопротивление  $\Delta P_{\Sigma}$  (потери полного давления потока) ВК может быть представлено в виде следующих составляющих:

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_{вх} + \Delta P_{кам} + \Delta P_{вых}, \quad (4.29)$$

где  $\Delta P_{вх}$  - потери полного давления потока при прохождении через входные каналы;  $\Delta P_{кам}$  - потери полного давления потока при его движении в ВК;  $\Delta P_{вых}$  - потери полного давления потока на выходе из ВК.

В свою очередь, потери давления  $\Delta P_{кам}$  при прохождении потока через ВК включают две составляющие:

$$\Delta P_{кам} = \Delta P_{тр} + \Delta P_3. \quad (4.30)$$

Здесь  $\Delta P_{тр}$  - потери полного давления потока на трение о стенки ВК;  $\Delta P_3$  - потери полного давления потока собственно на закрутку потока в камере.

Так как в конечном счете все затраты энергии в любом ЗУ производят ради закрутки потока, то очевидно, что среди всех приведенных составляющих потерь в ЗУ полезной является только величина  $\Delta P_3$ . Тогда степень газодинамического совершенства любого ЗУ можно характеризовать величиной  $\eta_2 = \Delta P_3 / \Delta P_{\Sigma}$ , которая по сути является газодинамическим КПД ЗУ. Для ВК в работах [263, 317] предлагается следующая аналитическая зависимость для определения газодинамического КПД:



$$\eta_z = \frac{\Delta P_3}{\Delta P_\Sigma} = \frac{\int_0^1 \int_0^1 \rho \cdot \omega_\tau^2 \cdot r_i \cdot dr_i \cdot dz}{\Delta P_\Sigma}, \quad (4.31)$$

где  $\omega_\tau$  - тангенциальная скорость потока в точке объема ВК, характеризующейся безразмерным радиусом  $r_i = r/R$  и относительной высотой  $z = Z/L$  ( $r, z$  - текущие радиус и координата по высоте ВК соответственно;  $R$  и  $L$  - радиус и высота ВК).

Формула (4.31) является теоретически верной, однако для ее практического применения необходимо знание полной газодинамической картины движения закрученного потока. Эта задача является сложной и трудоемкой как при теоретическом, так и при экспериментальном методах ее решения, что затрудняет практическое использование формулы (4.31).

Нами предлагается способ экспериментального определения значений  $\Delta P_3$  и  $\Delta P_\Sigma$  для вычисления  $\eta_z$  на любых режимах работы ВК. Для этого необходима продувка на газодинамическом стенде двух вариантов камер – с тангенциальными и радиальными входными каналами (подробнее в разделе 4.6). Поскольку такие две камеры одинаковы по всем геометрическим параметрам, за исключением направления входных каналов, то при прочих равных условиях можно считать, что затраты энергии потока на создание закрутки потока будут равны  $\Delta P_3 = \Delta P'_\Sigma - \Delta P''_\Sigma$ , где  $\Delta P'_\Sigma$  и  $\Delta P''_\Sigma$  - соответственно полные газодинамические сопротивления камер с тангенциальными и радиальными входными каналами. Полученные таким образом значения  $\Delta P_3, \Delta P'_\Sigma$  и  $\Delta P''_\Sigma$  позволяют легко определить на любом режиме работы ЗУ его газодинамический КПД

$$\eta_z = \Delta P'_\Sigma - \frac{\Delta P''_\Sigma}{\Delta P'_\Sigma} = 1 - \frac{\Delta P''_\Sigma}{\Delta P'_\Sigma}. \quad (4.32)$$

Практическая апробация предлагаемого способа определения газодинамического КПД ВК (раздел 5.6) подтверждает возможность его использования для различных конструкций с закрученным потоком газа.

Следует отметить, что предлагаемый способ определения газодинамического КПД может быть использован при исследовании и других типов ЗУ – тангенциальных, лопаточных и т.п.

### 4.3. Методики и средства проведения исследований

Программа исследований пленочно-вихревых СК, разрабатываемых для систем ЦВТ, включала проведение безмоторных экспериментов и стендовых моторных испытаний. В соответствии с этим применялись различные средства и методики проведения исследований.

#### *Безмоторные эксперименты*

Для выявления эффективности ЗУ применялись два специально созданных прибора, позволяющие определить физические показатели закрученного потока – угловую скорость  $\omega$  и момент закрутки потока.

Для измерения угловой скорости по рекомендациям [318] была разработана и изготовлена малоинерционная крыльчатка (рис. 4.8). Лопасти крыльчатки, выполненные из тонкой (0,06 мм) металлической фольги, установлены в подшипнике на торце неподвижной оси, положение которой по вертикали можно регулировать и фиксировать с помощью винта.

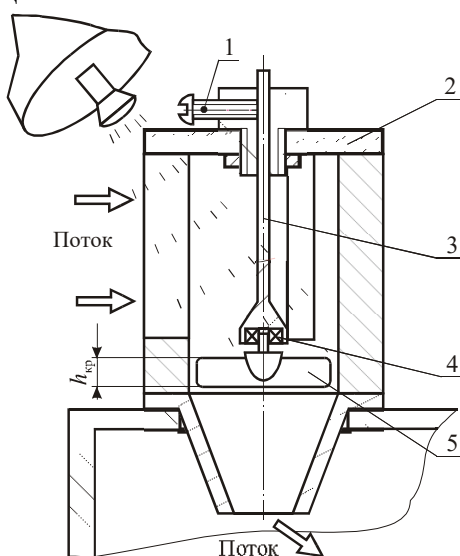


Рис. 4.8. Конструктивная схема крыльчатки для измерения угловой скорости закрученного потока: 1 – фиксирующий винт; 2 – прозрачная крышка; 3 – ось; 4 – малогабаритный подшипник; 5 – лопасти крыльчатки

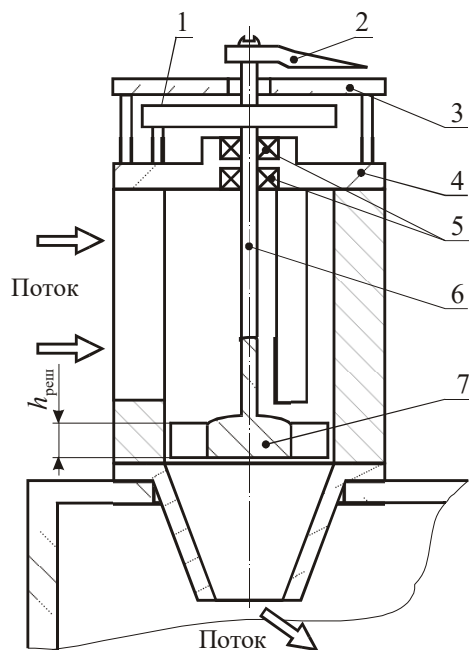


Рис.4.9. Конструктивная схема устройства для измерения момента количества движения потока: 1 – спиральная пружина; 2 – стрелка прибора; 3 – диск со шкалой; 4 – торцевая крышка; 5 – малогабаритные подшипники; 6 – ось; 7 – диск с лопастями (спрямляющая решетка)

Вторым прибором, созданным специально для исследования закрученного потока, была спрямляющая решетка, выполненная в форме диска с лопастями, жестко закрепленного на подвижном валу (рис.4.9). Под действием момента от сил динамического давления тангенциальной составляющей скорости закрученного потока диск может поворачиваться на некоторый угол, преодолевая усилие спиральной пружины, закрепленной одним концом на валу, а другим – в неподвижной торцевой крышке устройства. Подшипники обеспечивают для вала возможность вращения вокруг вертикальной оси. Угловое перемещение вала фиксируется по стрелке и шкале, проградуированной при тарировке прибора в единицах момента в пределах 1...18 г·м. Геометрические размеры решетки были выбраны в соответствии с рекомендациями [319] и составляли: диаметр диска - 79 мм, ширина лопаток - 2 мм, высота лопаток - 8 мм, количество лопаток решетки - 30. Площадь проходного сечения решетки составляет  $22,84 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ .

При отработке методики определения газодинамического сопротивления ЗУ был учтен опыт проведения подобных исследований [320, 321]. В частности, известно, что газодинамическое сопротивление ЗУ нельзя оценивать по величине статического давления в выходном сечении, как это делается при испытании прямоточных каналов. Кроме этого, при близком расположении отверстия для замера

статического давления за ЗУ не полностью учитываются потери, связанные с вращением потока и его раскручиванием, а также потери на расширение потока в выходном сечении.

Для достоверной оценки потерь в ЗУ, их определение необходимо вести по разности полных давлений между входом (атмосферное давление) и точкой на достаточно большом удалении от выходного сечения ЗУ, т.е. там, где кинетическая энергия практически полностью преобразовалась в потенциальную (давление в ресивере). В соответствии с уравнением Бернулли величина потерь энергии при прохождении ЗУ будет равна величине разрежения в ресивере, скорость потока в котором можно принять равной нулю.

Такая методика определения газодинамических потерь в проточных каналах является универсальной, поскольку может применяться как для закрученных, так и для прямооточных течений.

Для количественной оценки сопротивления ЗУ используется критерий Эйлера, который обладает свойством автомодельности по отношению к расходу воздуха при  $Re_d > 50\,000$ . Для ЗУ этот критерий отражает отношение сил давления (потерь энергии потока) к аксиальным составляющим сил инерции потока (инерция вращения не учитывается, т.к. используется величина среднерасходной скорости потока).

Все безмоторные исследования вариантов ЗУ проводились без дросселирующего элемента, путем «сухой» продувки макетных образцов СК на газодинамической установке. Остальные детали методики исследования ЗУ приняты такими же, как и при испытании прямооточных БТ.

При планировании многофакторного эксперимента в качестве варьируемых факторов, оказывающих преобладающее влияние на газодинамическое сопротивление ЗУ, были выбраны на основе предварительных опытов диаметр камеры  $D$  (рис. 4.10), степень закрутки потока  $\Phi$  и отношение  $d/D$ . Для построения модели использовался ортогональный центральный композиционный план (ОЦКП) второго

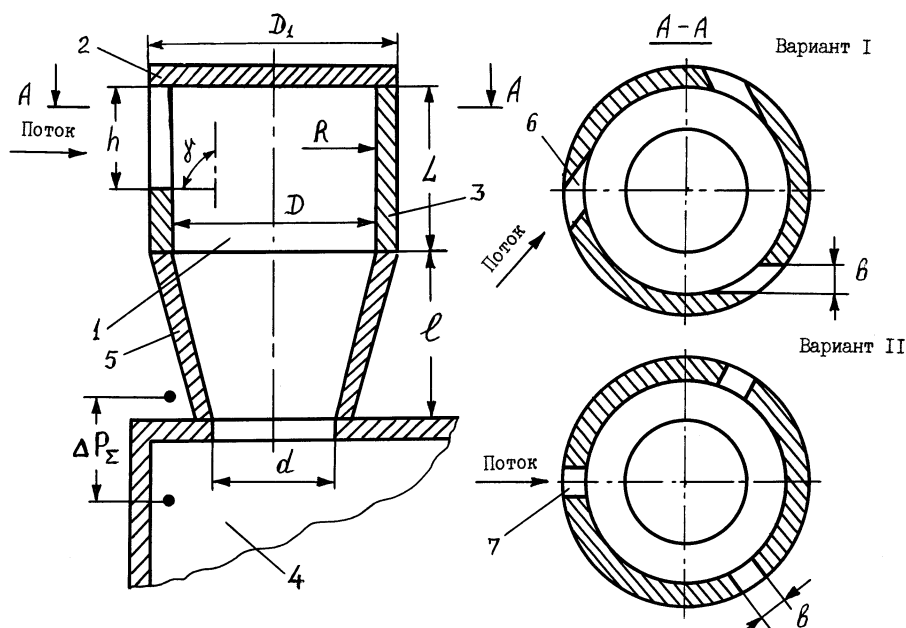


Рис. 4.10. Обобщенная схема макетных образцов закручивающих устройств с тангенциальными (вариант I) и радиальными (вариант II) каналами: 1 – камера; 2 – торцевая крышка; 3 – цилиндрическая часть камеры; 4 – ресивер лабораторной установки; 5 – конфузорная части камеры; 6 и 7 – тангенциальные и радиальные входные каналы соответственно

порядка для трех факторов. В качестве отклика был принят критерий  $E_u$ , рассчитываемый по формуле (4.7). Общее число опытов при ОЦКП для трех факторов составляло 15 при величине «звездного» плеча 1,215 [290]. Многофакторный эксперимент проводился путем стационарной «сухой» продувки образцов ЗУ на газодинамической установке. Количество дублей во всех опытах равнялось двум.

Искомая модель выражалась полиномом второй степени:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 \quad (4.33)$$

Здесь в качестве факторов  $x_1, x_2, x_3$  взяты соответственно параметры  $D, \Phi, d/D$ , а в качестве отклика  $Y$  – величина критерия  $E_u$ .

#### 4.4. Разработка образцов пленочно-вихревых смесительных камер

При создании макетных образцов ПВ СК был использован опыт применения закрученных потоков в различных энерготехнологических процессах [134, 230, 222, 263-267, 322 и др.]. Для безмоторных исследований был разработан и изготовлен ряд ЗУ, представляющих собой модели реальных СК. Эти образцы ЗУ (рис.4.10) включают ВК 1 с тангенциальными каналами 6, образованную торцевой крышкой 2 и двумя участками – цилиндрическим 3 и конфузورным 5, которые могут иметь различные геометрические размеры. Варьированием элементов 3 и 5 можно получать ЗУ с различными характеристиками.

В качестве основных параметров ЗУ были приняты:

- степень закрутки  $\Phi$ ;
- диаметр камеры  $D$ ;
- высота камеры  $L$ ;
- отношение  $d/D$  (так называемая степень пережима потока на выходе);
- высота  $h$  и ширина  $b$  тангенциальных каналов (определяется на основании принятой степени закрутки  $\Phi$ ).

Все образцы ЗУ имели три тангенциальных канала. Высота  $l$  конфузорных частей ЗУ составляла 50 мм для всех случаев. Для проведения многофакторного эксперимента был разработан и изготовлен специальный комплект макетов вихревых СК, геометрические параметры которых варьировались:  $D = 58...82$  мм;  $\Phi = 0,71...1,69$ ;  $d/D = 0,38...0,62$ .

Для всех макетов вихревых СК, используемых при проведении многофакторного эксперимента, были приняты постоянными следующие геометрические параметры (рис.4.10): число тангенциальных каналов  $k = 3$ ;  $L = D$ ;  $h = 0,9L$ ;  $D_1/D = 1,33$ . Высота  $l$  конфузорного участка изменялась пропорционально диаметру камеры:  $l = 0,625D$ .

Для стендовых моторных испытаний был создан макетный образец БТ для пленочно-вихревой системы ЦВТ (рис.4.11). Основные размеры БТ:

- диаметр ВК  $D = 70$  мм и ее высота  $L = 50$  мм;
- общая высота СК (включая конфузорный участок)  $l = 100$  мм;
- диаметр выходного сечения смесительной камеры  $d = 36$  мм;

■ число тангенциальных входных каналов  $k = 3$ ; ширина тангенциальных входных каналов - 20 мм.

Указанные размеры СК определены по результатам безмоторных испытаний макетов ВК на газодинамической установке.

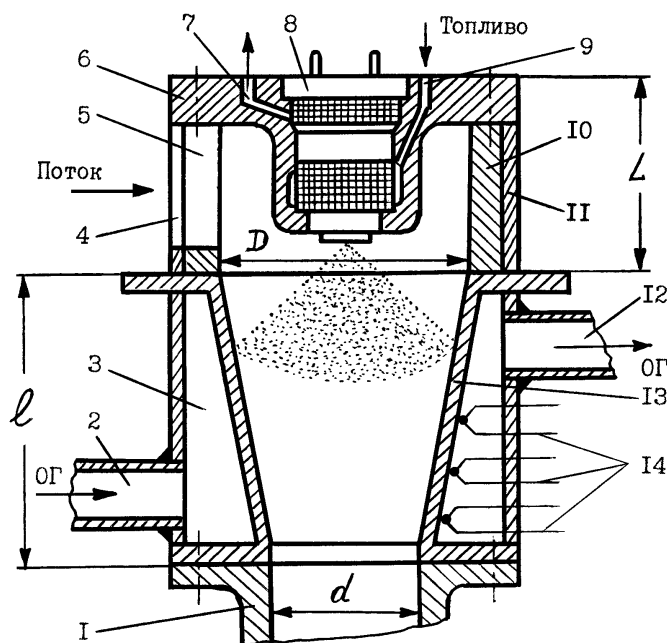


Рис.4.11. Конструктивная схема макетного образца блока топливоподачи с пленочно-вихревой смесительной камерой: 1 – впускной трубопровод двигателя; 2 и 12 – каналы для подвода и отвода ОГ; 3 – полость нагрева; 4 – окна дросселирующего элемента; 5 – тангенциальные входные каналы; 6 – торцевая крышка камеры; 7 и 9 – каналы отвода и подвода топлива соответственно; 8 – электромагнитная форсунка; 10 – цилиндрическая часть камеры; 11 – дросселирующий элемент; 13 – стенка конфузورного (испарительного) участка; 14 – термопары

Работа предлагаемой ПВ СК детально описана в разделе 4.2. В реально выполненном макетном образце стенка конфузорного участка СК нагревалась с помощью ОГ, подаваемых по каналу 2 диаметром 16 мм (рис. 4.11) в полость 3. Температура стенки 13 СК на конфузорном участке контролировалась с помощью трех термопар 14, установленных на расстоянии 1...1,5 мм от внутренней поверхности стенки.

#### 4.5. Экспериментальное определение газодинамических характеристик вихревых камер

Газодинамическое сопротивление любого БТ является важнейшим фактором, влияющим на смесеобразование и наполнение двигателя. Поэтому для определения допустимого уровня сопротивления ВК были проведены безмоторные исследования прямооточных блоков ЦВТ и макетных образцов ВК. На рис. 4.12 показаны характеристики потерь энергии потока для различных БТ.

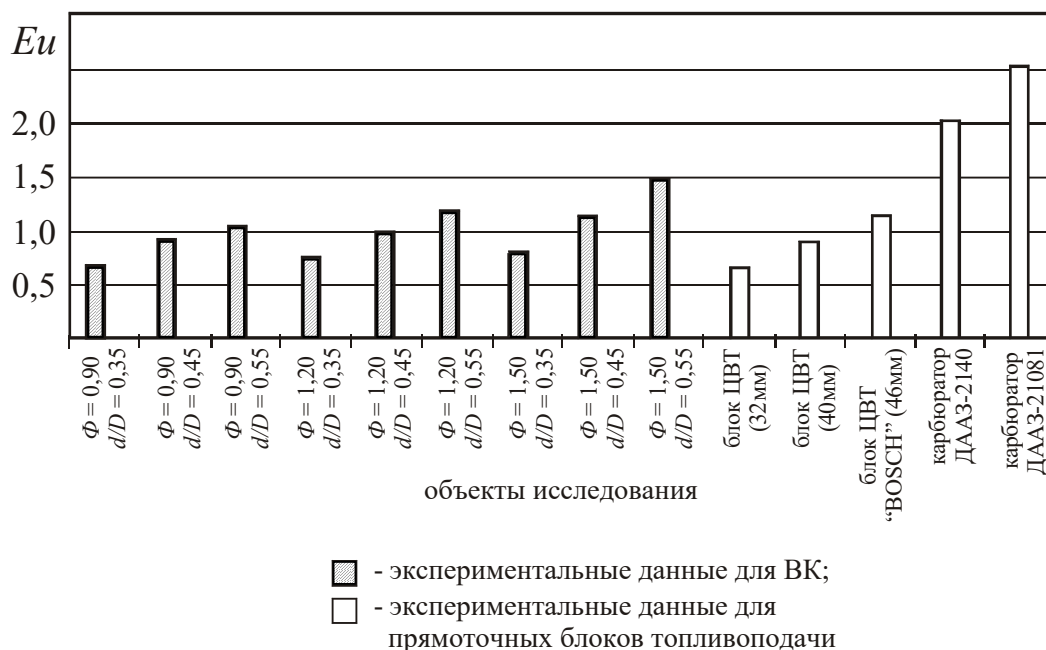


Рис.4.12. Характеристики газодинамических потерь различных БТ – карбюраторов, прямооточных блоков ЦВТ и макетных образцов ВК

Как видно, наибольшие затраты энергии потока наблюдаются у карбюраторных систем топливopодачи. Этот факт может быть объяснен тем, что значительная часть потерь обусловлена сопротивлением диффузора и других элементов проточной части карбюратора. У БТ систем ЦВТ, где диффузор отсутствует, величина числа  $Eи$  наименьшая.

Анализируя изменение сопротивления макетных образцов ВК от их конструктивных параметров, следует отметить, что наибольшее влияние на величину числа  $Eи$  оказывают параметры  $d/D$  и  $\Phi$ . В целом можно заключить, что по уровню затрат энергии потока для создания определенных условий смесеобразования на выходе из СК, ВК занимают промежуточное положение между карбюраторными системами и БТ систем ЦВТ.



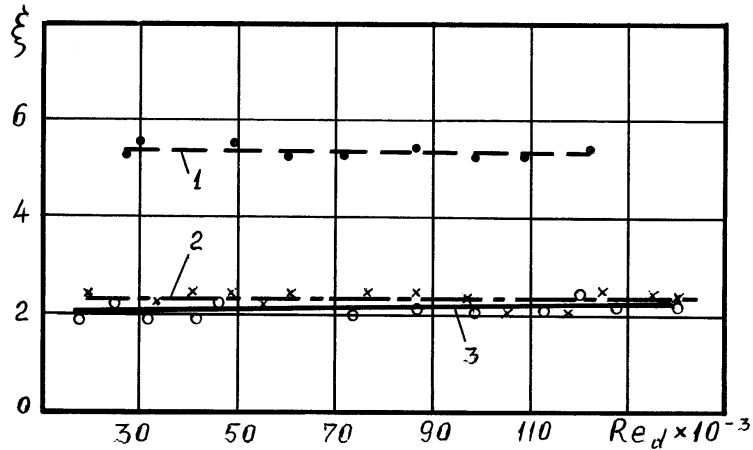


Рис.4.13. Зависимость коэффициента газодинамического сопротивления  $\xi$  различных блоков топливоподачи от числа  $Re_d$ : 1 – карбюратор ДААЗ-21081; 2 – прямоточный блок ЦВТ; 3 – вихревая камера,  $\Phi = 1,2$ ;  $d/D = 0,45$ )

Определение коэффициента газодинамического сопротивления  $\xi$  различных БТ показало (рис.4.13), что значения  $\xi$  существенно различаются для исследованных БТ и практически являются автомодельными в широком диапазоне чисел  $Re_d$ . Эти результаты еще раз подтверждают сделанный выше вывод о том, что карбюратор имеет наибольшее сопротивление из-за наличия диффузора, распылителя и др. элементов, загромаждающих сечение проточного канала. Следует отметить, что у прямоточного БТ системы ЦВТ и ВК при указанных параметрах коэффициенты  $\xi$  практически одинаковы.

Для выявления влияния угла наклона тангенциальных входных каналов ВК на ее сопротивление были исследованы цилиндрические части камер при  $\Phi = 1,2$  и разными углами  $\gamma$  наклона каналов относительно горизонтальной оси (см. рис.4.10). Результаты этих экспериментов показаны на рис. 4.14.

Представленные диаграммы показывают, что угол наклона входных каналов практически не влияет на сопротивление ВК. Эти же данные позволяют заключить, что заметное влияние на газодинамические характеристики ВК имеет отношение  $D_1/D$ , с увеличением которого возрастают потери при прохождении входных каналов и общее сопротивление ВК.



Рис. 4.14. Влияние угла наклона тангенциальных входных каналов ВК относительно горизонтальной оси на сопротивление камеры ( $D=80$  мм;  $\Phi=1,2$ ;  $D_1/D = \text{var}$ )

Оценка величины закрутки потока с помощью крыльчатки и спрямляющей решетки показывает (рис.4.15, табл. 4.1), что при различных параметрах  $\Phi$ ,  $d/D$  и  $D_1/D$  оба указанных прибора дают примерно одинаковые результаты. Таким образом, эти приборы являются равноценными при исследованиях закрутки потока.

Таблица 4.1

Результаты экспериментов по оценке закрутки потока  
(угол наклона тангенциальных каналов  $\gamma=90^\circ$ )

$\Phi$	$d/D$	$D_1/D$	Ro	$K_M, \text{м}^2/\text{кг}$
0,9	0,55	1,25	6,04	7,69
0,9	0,45	1,25	5,75	7,68
0,9	0,35	1,25	5,33	7,52
1,2	0,55	1,50	13,09	13,67
1,2	0,45	1,50	13,59	13,06
1,2	0,35	1,50	13,38	12,87
1,2	0,55	1,25	7,08	9,44
1,2	0,45	1,25	7,05	8,61
1,2	0,35	1,25	6,79	8,32
1,5	0,55	1,25	9,37	11,3
1,5	0,45	1,25	9,36	10,55
1,5	0,35	1,25	9,04	11,29

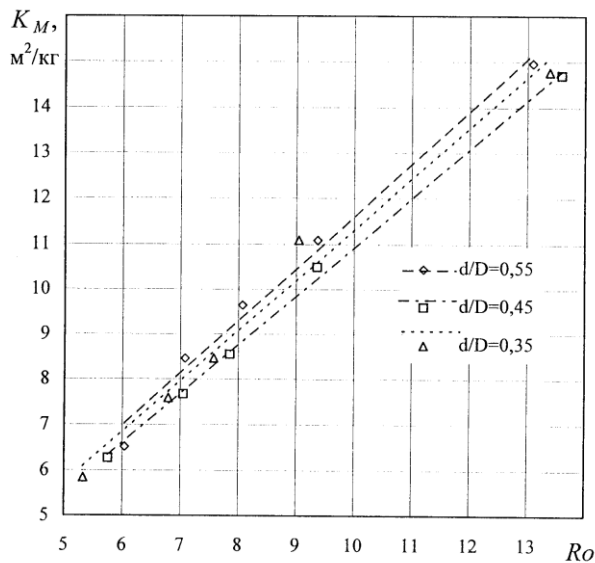


Рис. 4.15. Взаимосвязь числа  $Ro$  и значения  $K_M$  для различных ВК с варьируемыми геометрическими параметрами

С помощью крыльчатки были определены осредненные угловые скорости  $\omega$  вращения потока в ВК. Как показывают результаты (рис. 4.16), абсолютные значения  $\omega$  достигают больших величин и могут доходить до 3000 рад/с при  $Re_d = 85000 \dots 90000$ , причем функция  $\omega = f(Re_d)$  имеет линейный характер и с увеличением степени закрутки  $\Phi$  наклон прямой по отношению к горизонтальной координате возрастает. Зависимость угловой  $\omega$  скорости от параметра  $d/D$  не прослеживается.

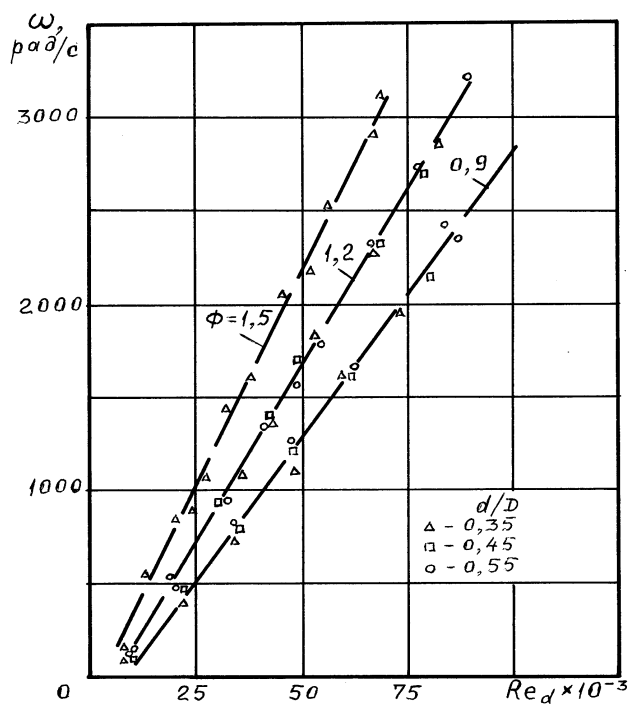


Рис. 4.16. Зависимость осредненной угловой скорости  $\omega$  потока в вихревой камере от степени закрутки  $\Phi$  при различных значениях параметра  $d/D$

Для проверки предлагаемого способа определения газодинамического КПД ЗУ была проведена продувка двух вариантов камер - с тангенциальными и радиальными входными каналами (рис. 4.10). Результаты этих продувок

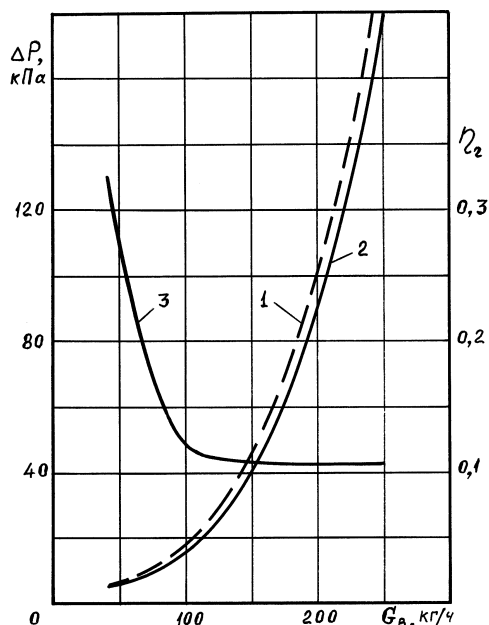


Рис. 4.17. Зависимость газодинамического сопротивления камер с тангенциальными (1) и радиальными (2) входными каналами и газодинамического КПД (3) ВК от величины расхода воздуха через камеру

показывают (рис.4.17), что газодинамический КПД ВК резко падает от значения 0,33 до 0,12 по мере увеличения расхода воздуха через камеру до значений  $G_v=120$  кг/ч, а затем остается примерно на одном уровне – около 0,12 независимо от расхода воздуха. Таким образом, в зоне расходов  $G_v > 120$  кг/ч газодинамический КПД становится автомобильным по отношению к величине расхода.

Такая закономерность изменения газодинамического

КПД ВК отчасти объясняет невысокие потери энергии потока по сравнению с прямоточными СК.

Полученная зависимость газодинамического КПД от величины расхода воздуха через ВК хорошо согласуется с данными исследований [129], где этот КПД определялся на основе интегрирования профиля скоростей в ВК.

Предлагаемый способ определения газодинамического КПД ЗУ может быть применим для самых различных конструкций с закрученными потоками газов.

Для практических целей представляет интерес зависимость газодинамического КПД ВК от значения параметра  $d/D$ . Серия экспериментов для диапазона  $d/D = 0,2 \dots 0,6$  (при прочих равных условиях) позволила определить зависимость  $\eta_2 = f(d/D)$  для автомобильной области значений  $\eta_2$ . Полученные данные показывают (рис. 4.18), что наибольший газодинамический КПД достигается при  $d/D = 0,45 \dots 0,5$ .

Для определения сопротивления ВК в зависимости от их различных геометрических параметров был проведен многофакторный эксперимент. В результате обработки экспериментальных данных на основе уравнения (4.33) была получена следующая аппроксимирующая зависимость, с вероятностью  $P = 0,95$  описывающая поведение функции  $Eu = f(\Phi, d/D, D)$  в границах факторного пространства:

$$Eu = 0,058 + 0,109 \cdot D - 3,393 \cdot \Phi - 10,2 \cdot (d/D) - 0,00057 \cdot D^2 + 0,8063 \cdot \Phi^2 + 8 \cdot (d/D)^2 - 0,0118 \cdot D \cdot \Phi - 0,032 \cdot D \cdot (d/D) + 7,825 \cdot \Phi \cdot (d/D) \quad (4.34)$$

Анализируя проведенные исследования газодинамических характеристик ВК, можно сделать следующие основные выводы.

1. Сопротивление ВК, выражаемое числом  $Eu$ , практически не зависит от величины диаметра камеры  $D$ . Это связано с тем, что изменение значения  $D$  влияет одновременно на величины в числителе и знаменателе в формуле. Например, при увеличении  $D$  происходит пропорциональное снижение потерь энергии потока при одновременном уменьшении квадрата скорости потока на выходе из камеры

2. Степень закрутки потока  $\Phi$  незначительно влияет на число  $Eu$ . Возрастание  $\Phi$  ведет к соответствующему увеличению потерь энергии из-за роста энергозатрат на изменение направления скорости потока в ЗУ. Скорость потока на выходе из ВК при этом не изменится, т.к. она зависит только от диаметра  $d$ . Поэтому увеличение  $\Phi$  неизбежно вызывает некоторый рост числа  $Eu$ .

3. Отношение  $d/D$  при малых  $\Phi$  (менее 1,1) незначительно влияет на величину числа  $Eu$ , что объясняется одновременным и однонаправленным влиянием значения  $d/D$  на потери энергии потока и величину скорости потока на выходе ВК. При  $\Phi \geq 1,1$  снижение потерь

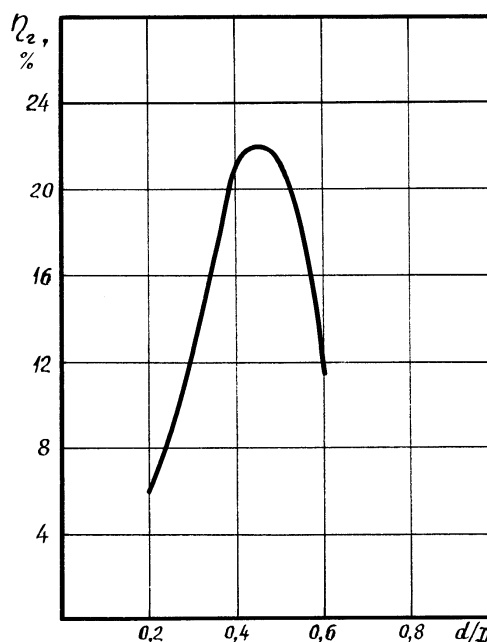


Рис.4.18. Зависимость газодинамического КПД  $\eta_2$  ВК от относительного размера  $d/D$  (в автомобильной области  $\eta_2$ )

энергии с увеличением отношения  $d/D$  усиливается, что и приводит к снижению числа  $Eu$ .

4. Оптимальной по критерию максимального газодинамического КПД ВК является величина  $d/D = 0,45 \dots 0,5$ .

#### **4.6. Результаты стендовых моторных испытаний систем ЦВТ с пленочно-вихревыми смесительными камерами**

Сравнительные испытания проводились на двигателе MeM3-245 со штатным карбюратором ДАА3-21081, разработанной системой ЦВТ с прямоточной и пленочно-вихревой СК. При испытаниях снимались внешние скоростные и нагрузочные характеристики двигателя.

При работе двигателя с ПВ СК показатели двигателя улучшились, что связано с улучшением качества смесеобразования. Так, по внешней скоростной характеристике (рис.4.19) мощность двигателя возросла на 2...4 % по сравнению с карбюратором и системой ЦВТ с прямоточной СК. На отдельных скоростных режимах отмечается снижение удельного эффективного расхода топлива на 2...12 %, а уменьшение эмиссии  $CO$  и  $CH$  – на 10...50 % и 20...30 %.

Нагрузочные характеристики подтверждают положительный эффект от применения ПВ СК. Так, при  $n=2500$  мин<sup>-1</sup>, удельный эффективный расход топлива  $g_e$  снизился на 2... 7 %, а выброс  $CO$  и  $CH$  уменьшился на 5...60 % и 10...40 % соответственно. При нагрузках, близких к полной, эмиссия  $CO$  и величина  $g_e$  несколько увеличились.

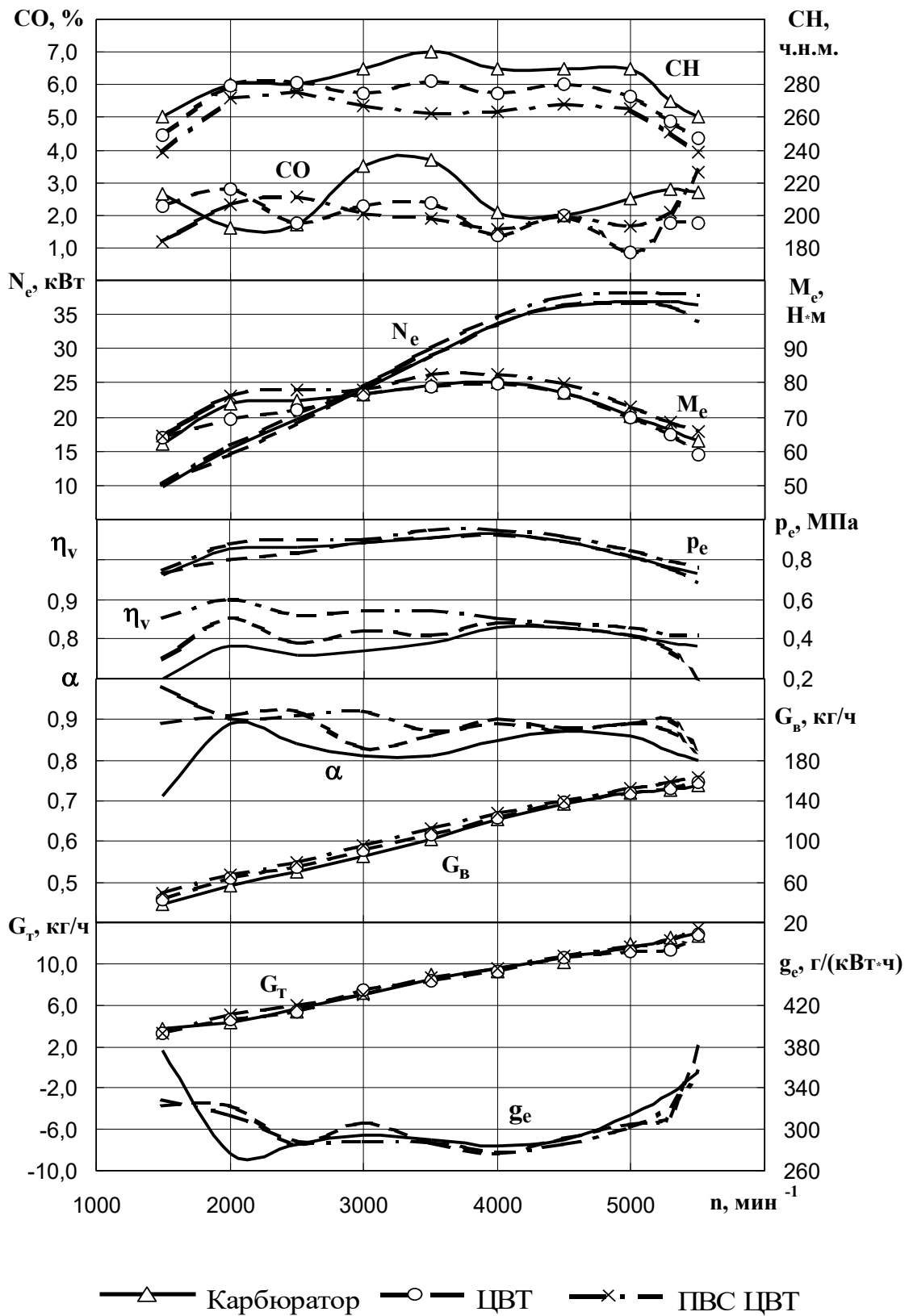


Рис. 4.19. Внешняя скоростная характеристика двигателя MeM3-245 с различными системами топливоподачи

Для более глубокого понимания работы ПВ СК были проведены специальные эксперименты по определению распределения топлива и исследованию структуры ТВС при работе двигателя с различными СК (системами топливоподачи). Использование ПВ СК позволило снизить среднюю неравномерность распределения топлива по цилиндрам двигателя по сравнению с карбюратором и прямоточной системой ЦВТ в 2...3 раза, за исключением диапазона частот вращения вала 2800...3400 мин<sup>-1</sup>, где  $\delta_{т ср}$  несколько выше, чем с прямоточной СК (рис. 4.20).

Характер изменения относительного количества топливной пленки во впускном трубопроводе двигателя при работе на режиме полной нагрузки с различными системами топливоподачи можно проследить по графику на рис. 4.21. Как видно, наименьшее количество топливной пленки  $i_{пл}$  также наблюдается при применении ПВ СК.

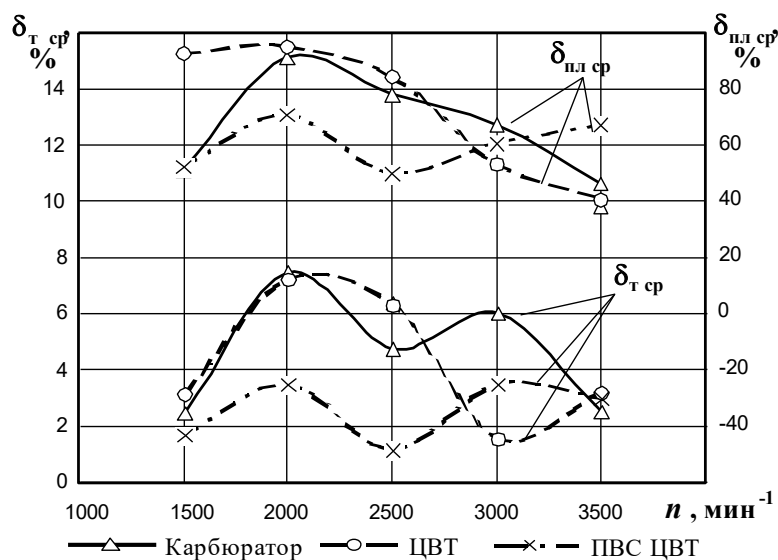


Рис.4.20. Средняя неравномерность распределения топлива и топливной пленки по цилиндрам двигателя на режиме полной нагрузки с различными системами топливоподачи

Таким образом, можно однозначно говорить о более совершенном образовании ТВС при использовании пленочно-вихревого смесеобразования и улучшении за счет этого энергетических и экологических показателей двигателя. Видимо, аналогичных результатов можно ожидать и при реализации концепции пленочно-вихревого смесеобразования в двигателях с системой РВТ.



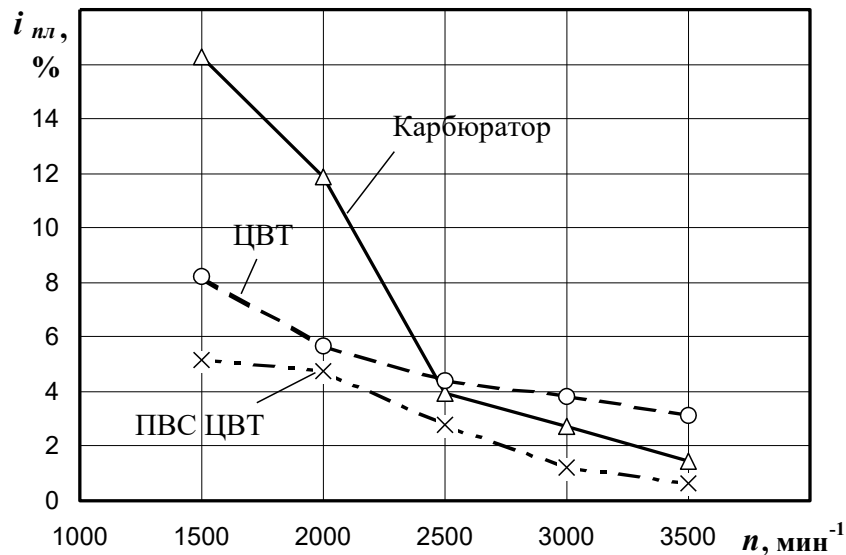


Рис. 4.21. Относительное количество топливной пленки во впускном трубопроводе двигателя при работе на режиме полной нагрузки с различными системами топливоподачи

#### 4.7. Основы конструирования пленочно-вихревых смесительных камер

Разработка ПВ СК включает определение основных параметров ВК с последующей конструкторской проработкой БТ в целом.

При разработке БТ для системы ЦВТ конкретного двигателя может быть использована следующая технологическая схема определения основных параметров ВК (рис.4.22).

1. Исходя из величины полного рабочего объема двигателя  $iV_h$  (дм<sup>3</sup>) и номинальной частоты вращения вала  $n$  (мин<sup>-1</sup>) рассчитывается выходной диаметр  $d$  СК:

$$d = (1,05...1,15) \cdot a \cdot \sqrt{iV_h \cdot \frac{n}{1000}}, \text{ см} \quad (4.35)$$

Здесь  $a$  – эмпирический коэффициент, зависящий от числа цилиндров (при  $i = 4$  значение  $a = 13,0$ ) [310].

2. По полученному значению  $d$  определяется диаметр  $D$  цилиндрической части ВК, учитывая, что рациональным является соотношение  $d/D = 0,45...0,50$ .

3. По значению  $D$  вычисляется высота  $L$  цилиндрической части ВК. Рекомендуемое соотношение  $L/D = 1,0...1,5$  [129,263,322].

4. Выбирается количество  $k$  тангенциальных каналов камеры. Наиболее рационально принять  $k = 2 \dots 4$ . Чем больше число тангенциальных каналов, тем лучше происходит смешение топлива и воздуха, поскольку не возникает так называемых «шнуров» топливной пленки (струй топлива, движущихся по поверхности СК по винтовой линии).

5. По высоте  $L$  цилиндрической части ВК выбирается высота  $h$  тангенциальных каналов, исходя из конструктивных соображений. Практически можно принять  $h = (0,6 \dots 0,95)L$ . Необходимым условием при этом является расположение распылителя форсунки ниже уровня нижней кромки тангенциального канала. В противном случае частицы из топливного факела будут вылетать из камеры через тангенциальные каналы.

6. По принятой величине  $h$  по формуле (4.18) рассчитывается ширина  $b$  каналов для обеспечения требуемой степени закрутки потока  $\Phi$  на номинальном режиме работы двигателя. При этом необходимо учесть наличие коаксиальной вставки в центре ВК (формула 4.17), образованной гнездом электромагнитной форсунки.

На основании наших теоретических и экспериментальных исследований можно считать приемлемыми значения  $\Phi = 1,0 \dots 1,5$ . Такие умеренные степени закрутки являются наиболее рациональными, поскольку расход энергии переносится на образование крупных внутренних обратных токов и высоких уровней турбулентности, которые требуются для испарения топливной пленки. Более высокие степени закрутки  $\Phi$  вызывают значительное газодинамическое сопротивление ВК и снижают образование обратных токов при одновременном уменьшении интенсивности турбулизации течения [129].

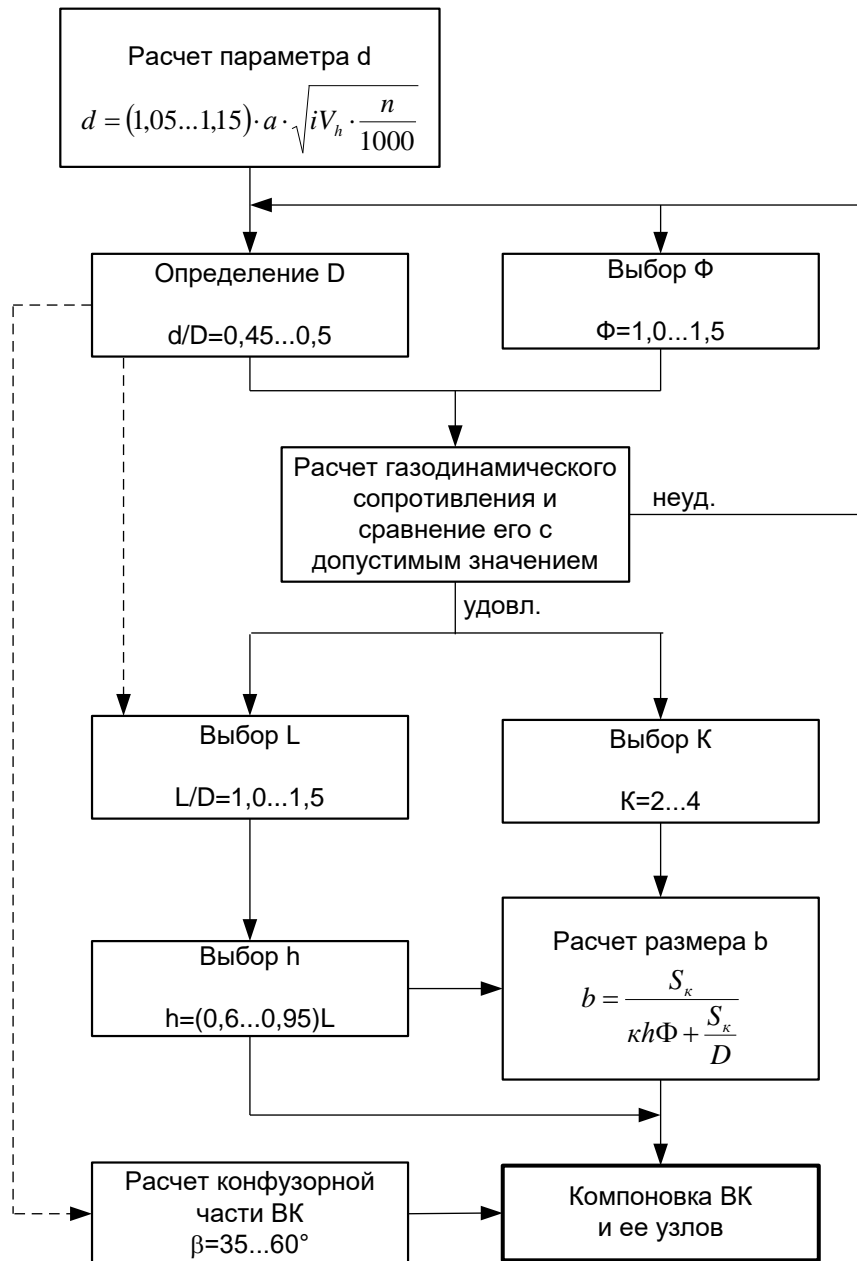


Рис.4.22. Схема определения основных конструктивных параметров ВК

7. По полученной модели газодинамического сопротивления ВК (формула 4.34) проверяется величина ее сопротивления и сравнивается с допустимой. В качестве последней может быть принято сопротивление штатного карбюратора или прямооточного БТ системы ЦВТ этого двигателя.

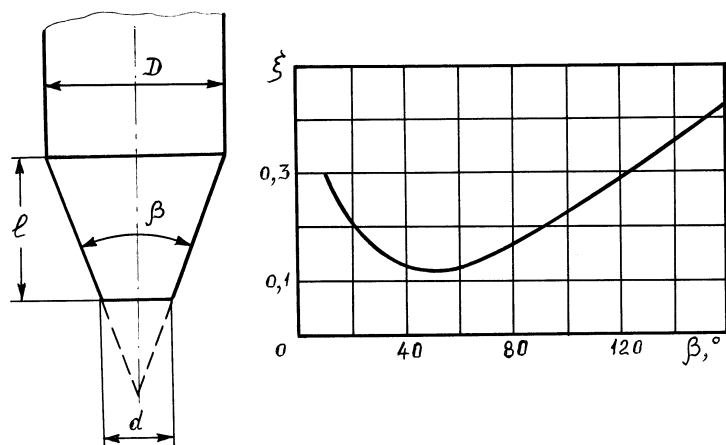


Рис.4.23. Зависимость коэффициента сопротивления конфузора от угла его схода  $\beta$  при значениях параметра  $l/D > 0,5$

8. Рассчитываются параметры конфузорной части ВК. Для этого, во-первых, необходимо определить угол  $\beta$  схода конфузора, который по величине создаваемых газодинамических потерь имеет оптимум (рис. 4.23), лежащий в пределах  $\beta = 35 \dots 60^\circ$  [323]. При выборе величины угла  $\beta$  схода конфузора следует учитывать, что с его возрастанием увеличивается способность конфузорной поверхности к удержанию топливной пленки и повышению устойчивости течения. Для практики можно рекомендовать значения  $\beta = 50 \dots 60^\circ$ .

Отношение  $l/D$  (рис. 4.23) определяется по площади конфузорной поверхности, необходимой по условиям смесеобразования. Углубленный расчет испарения топлива для подобных случаев достаточно сложен и не дает надежных результатов - ошибки могут составлять 200...250%. Однако для инженерной практики при проектировании ПВ СК можно ориентироваться на определенные закономерности и соотношения, позволяющие разработать конструкцию камеры.

Задачей ПВ СК является обеспечение максимальной скорости испарения топливной пленки при минимальных габаритах испарителя и исключении возможности термического разложения (коксования) топлива. При расчете испарителя необходимо располагать данными о мощности источника тепла, на основе чего определяется величина поверхности теплообмена, обеспечивающая испарение заданного количества топлива.

Жуковин А.Т. [51] обосновал, что величина оптимального удельного теплового потока при пленочном испарении бензинов

должна находиться в пределах  $(1,11...1,13) \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>. Он делает вывод, что снижение этой величины приводит к увеличению требуемой поверхности испарения или неполному испарению топлива, а возрастание – к нарушению устойчивости топливной пленки.

Здесь следует отметить, что для аналогичных условий в камерах газотурбинных двигателей (ГТД) удельные тепловые потоки достигают  $3 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup> [324].

Наши исследования позволяют рекомендовать в конструкции ПВ СК значение параметра  $l/D = 1,5...2,3$ . При подводе ОГ в полость нагрева поверхности испарителя в зависимости от режима работы двигателя обеспечивались температуры от 75 до 200°C (рис. 4.24). При этом видно, что если принять за оптимальную температуру поверхности испарителя значение температуры испарения наиболее тяжелых фракций автомобильного бензина ( $\approx 180...190^\circ\text{C}$ ), то в нашем случае нагрев поверхности испарения явно далек от оптимального. Следовательно, необходимо создавать систему терморегулирования, позволяющую поддерживать оптимальную температуру испарителя на всех режимах работы двигателя. При этом возможно объединение этой системы с устройством рециркуляции ОГ – рециркулируемые газы будут отдавать свое тепло испарителю, охлаждаясь при этом, после чего будет происходить смешение ТВС с ОГ для подавления выбросов  $NO_x$ .

При конструкторской проработке БТ должны учитываться размеры и особенности используемой электромагнитной форсунки, угол распыливания топлива и т.п. Наши исследования подтверждают, что предпочтителен скользящий характер взаимодействия струи топлива с поверхностью испарителя при первичном касании, после чего должен быть предусмотрен поворот пленки с дальнейшим ее растеканием. Практически угол соударения капель топлива со стенкой испарителя должен быть менее  $30...35^\circ$ . В этом случае визуально наблюдалось отсутствие отскока капель топлива от стенки с последующим ее уносом основным потоком. Этот важный вывод хорошо совпадает с опубликованными данными [325, 326].

Таким образом, желательно профилирование внутренней поверхности ВК в соответствии с формой и направлением струи распыливаемого топлива.

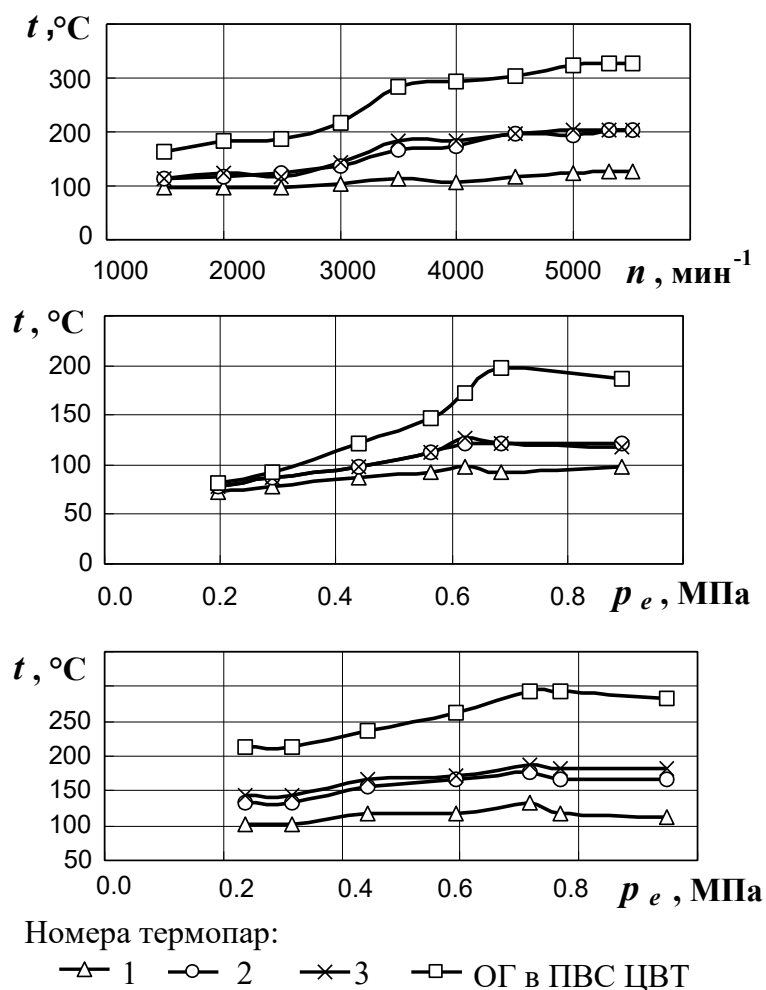


Рис.4.24. Температура в характерных точках испарителя пленочно-вихревой смесительной камеры при различных режимах работы двигателя: а) – по внешней скоростной характеристике; б) и в) – по нагрузочным характеристикам при  $n = 2500 \text{ мин}^{-1}$  и  $3500 \text{ мин}^{-1}$  соответственно

Следует отметить, что при конструировании ПВ СК возможно тангенциальное (по отношению к цилиндрической части камеры), а не коаксиальное расположение форсунки. В этом случае задача согласования направления и формы струи распыливаемого топлива с расположением стенки испарительной камеры будет решаться несколько иначе.

При конструировании ПВ СК необходимо выбрать количество, форму и расположение тангенциальных каналов. От этого во многом зависит протекание процессов смесеобразования и качество управления двигателем, обусловленное диапазоном перемещения дросселирующего элемента.

В качестве возможных решений могут быть использованы тангенциальные каналы сложной формы – треугольной, винтовой, ступенчатой и др. Можно выполнить эти каналы различной ширины и расположить их на различных расстояниях друг от друга по окружности, что позволит открывать их последовательно при повороте цилиндрического дросселирующего элемента.

В БТ с ПВ СК должен быть предусмотрен специальный кольцевой канал холостого хода вблизи выходного сечения камеры, в который подводится воздух от регулятора х.х. В этом случае топливо, испаряющееся на конфузорной поверхности, будет смешиваться с воздухом на выходе из СК.

Опыт работы с ПВ СК показал, что желательно также изменение конструкции впускного трубопровода двигателя для учета особенностей движения ТВС в СК.

При создании ПВ СК для конкретного двигателя возможна горизонтальная, а не вертикальная компоновка камеры, что может обеспечить уменьшение высоты СК и облегчить ее установку на двигателе.

Перечисленные технические решения могут найти практическое применение при развитии систем впрыска топлива с ПВ СК.

Особенности конструирования смесеобразующих устройств для реализации пленочно-вихревого смесеобразования при РВТ могут быть выявлены только после проведения целенаправленных и углубленных исследований в этой области.

## Глава 5

# СОЗДАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ РЕГУЛИРУЕМОГО ВИХРЕОБРАЗОВАНИЯ НА ВПУСКЕ ДВИГАТЕЛЯ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА

Задачей этой части работы являлось создание простой и эффективной системы впуска с регулируемым вихреобразованием для двигателя с РВТ и исследование возможностей улучшения его основных показателей за счет изменяемой интенсивности вихревого движения воздуха при образовании ТВС. Это может стать шагом к практической реализации пленочно-вихревого смесеобразования для этой схемы впрыска топлива.

### 5.1. Методика и оборудование для проведения исследований

Для решения поставленной задачи применялись расчетные и экспериментальные методы.

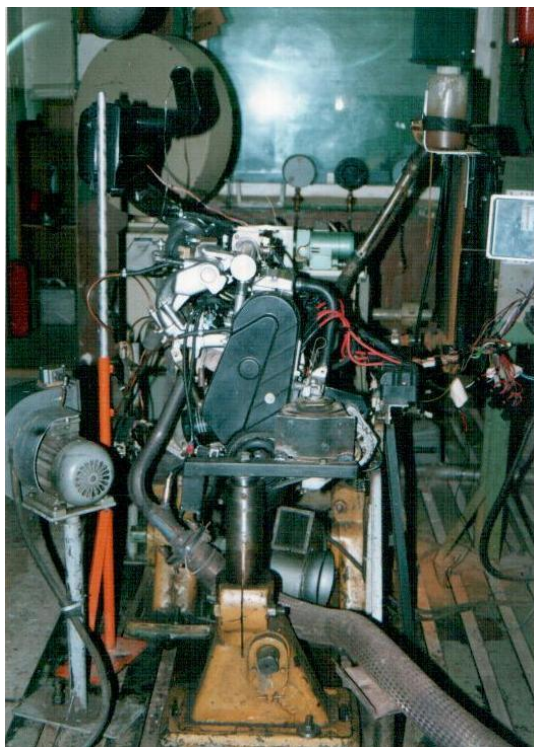
Испытания СВТ на двигателях проводились на моторном стенде, оснащённом специальным оборудованием и необходимыми приборами в соответствии с действующими стандартами и регламентами.

Испытываемый двигатель устанавливался на подмоторных стойках с металлорезиновыми амортизаторами и с помощью двухкарданного вала соединялся с валом балансирной электрической машины постоянного тока типа *LPA 125-400-1/9* (производство Германии). Ее номинальная мощность 125 кВт, максимальная – 134 кВт. Частота вращения вала номинальная – 4000 мин<sup>-1</sup>, максимальная – 6000 мин<sup>-1</sup>. Электрическая машина может работать как в тормозном, так и в двигательном режиме. Для управления стендом имеется рабочий пульт. Общий вид моторного стенда показан на рис. 5.1.

Стендовая система охлаждения двигателя принудительная, с обдувом радиатора специальным вентилятором, приводимым от электродвигателя переменного тока мощностью 5 кВт. Включение вентилятора осуществляется автоматически при достижении температуры охлаждающей жидкости  $85 \pm 2^\circ\text{C}$ . Момент включения вентилятора в зависимости от температуры жидкости можно регулировать. Температура жидкости измеряется с помощью термоэлектрического датчи-



ка, установленного в отводящем патрубке головки блока цилиндров, и вторичного цифрового прибора типа А565.



*Рис.5.1. Общий вид моторного испытательного стенда (на стенде установлен двигатель ВАЗ-2111)*

Система смазки двигателя штатная. Контроль за величиной давления масла в системе осуществлялся с помощью манометра типа МП4-У с верхним пределом измерения 0,6 МПа (6 кг/см<sup>2</sup>) и классом точности 2,5. Точка подключения манометра к системе выбрана в месте установки штатного датчика аварийного давления масла.

Для охлаждения моторного масла на стенде под картером двигателя установлен вентилятор с приводом от электродвигателя. Поток воздуха направлялся снизу на картер, обеспечивая эффективное охлаждение масла. Включение вентилятора осуществлялось автоматически, при достижении температуры масла в двигателе  $90 \pm 3^\circ\text{C}$ . Термоэлектрический датчик температуры, связанный с прибором А565, устанавливался в картере двигателя вместо пробки сливного отверстия. При испытаниях использовалось моторное масло SAE 10W30.

Отвод ОГ на стенде осуществлялся по типичной схеме с применением гибкого герметичного металлорукава марки СРГС. Для дополнительного охлаждения выпускного коллектора двигателя использован центробежный вентилятор с независимым электроприводом.

Для измерения расхода воздуха, потребляемого двигателем, применялся расходомер *Motronic* фирмы *R.Bosch*, установленный перед воздушным ресивером объемом около 0,4 м<sup>3</sup>, соединенным в свою очередь с впускной системой двигателя. Массовый расход воздуха рассчитывался на основе показания этого расходомера.

Коэффициент  $\eta_v$  наполнения двигателя вычислялся по уравнению

$$\eta_v = \frac{33,6G_g}{n\rho_g i V_h}, \quad (5.1)$$

где  $n$  - частота вращения вала, мин<sup>-1</sup>;  $\rho_g$  - плотность воздуха на впуске, кг/дм<sup>3</sup>;  $i V_h$  - рабочий объем двигателя, дм<sup>3</sup>.

Крутящий момент на валу двигателя измерялся весовым устройством (динамометром), входящим в состав тормозной установки. Для оценки достоверности показания динамометра была выполнена метрологическая проверка весового устройства. Она показала, что вариация показания весового устройства практически отсутствует и нелинейность показаний в интервалах между контрольными точками не превосходит  $\pm 0,05$  Н·м, т.е. практически пренебрежимо мала. Разница показаний в контрольных точках шкалы при увеличении и уменьшении нагрузки (явление «гистерезиса») не превышает 0,1 Н·м, а при вращении ротора балансирной машины и появлении вибраций указанная разность практически отсутствует. Полученные результаты свидетельствуют о достаточно высоких метрологических качествах измерительного устройства.

Частота вращения вала двигателя измерялась цифровым электронным тахометром типа *L-108A*, получающим электрические импульсы от индуктивного датчика, входящего в измерительный комплекс моторного стенда.

Нагрузка двигателя определялась по абсолютному давлению во впускном трубопроводе (300...700 мм Нг), измеряемому с помощью вакуумметра ВП4-У.

Эффективная мощность двигателя  $N_e$  вычислялась на основе измеренных величин  $M$  и  $n$  по формуле

$$N_e = \frac{M \cdot n}{9549}, \text{ кВт}; \quad (5.2)$$

где  $M$  – крутящий момент, измеренный с помощью весового устройства, Н·м;  $n$  – частота вращения вала двигателя, мин<sup>-1</sup>.

Часовой расход топлива определялся весовым методом и вычислялся на основе замеров времени  $\tau$  расходования дозы  $\Delta G_T$  топлива по формуле

$$G_T = 3,6 \cdot \frac{\Delta G_T}{\tau}, \text{ кг/ч.} \quad (5.3)$$

Отбор ОГ для определения выбросов  $CO$  и  $CH$  производился из выпускной системы двигателя на расстоянии 2,5 м от фланца выпускного коллектора двигателя. Измерение концентрации  $CO$  и  $CH$  в ОГ осуществлялось с помощью газоанализатора модели *SPAC – 007 LPC* (производство Италии), прошедшего метрологическую поверку.

Температура ОГ в каждой ветви выпускного трубопровода измерялась термопарами ХК, подключаемым поочередно к прибору А565. Точка установки термопар находилась на расстоянии 15 мм от плоскости крепления выпускного коллектора к головке блока цилиндров двигателя.

С целью выявления возможностей улучшения экологических и энергетических показателей двигателей за счет регулируемого вихревого смесеобразования определялись внешние скоростные и нагрузочные характеристики двигателя ВАЗ – 2111. Последние снимались в диапазоне частот вращения вала двигателя 1500...3500 мин<sup>-1</sup> с шагом 500 мин<sup>-1</sup>. Все характеристики двигателя определялись отдельно в его стандартной комплектации и с разработанным устройством регулируемого вихреобразования на впуске.

## 5.2. Объекты исследования

В качестве объектов исследований использовались двигатель ВАЗ-2111 и разработанное устройство для регулирования вихря на впуске. Его исследования проводились в комплектации с генератором, воздухоочистителем и системой РВТ. Трехкомпонентный каталитический нейтрализатор при стендовых испытаниях двигателя не использовался.

На двигателе применялись электронный блок управления *M 1.5.4N* (2111-1411020-60) фирмы *R.Bosch*, расходомер воздуха, форсунки,  $\lambda$ -зонд *LHS-25* и электробензонасос этой же фирмы, широко-

полосный датчик детонации и регулятор холостого хода отечественного производства. Двигатель имел распределительный вал и ресивер модели 2110. В подсистеме зажигания был применен модуль зажигания производства МЗАТЭ-2 (г. Москва) и свечи *BP 6E* фирмы *NGK* (Япония). При испытаниях применялся неэтилированный бензин Аи-92.

В процессе исследований использовалась специальная компьютерная программа «Мотор-Тест 1.5», позволяющая в реальном режиме времени оперативно определять различные показатели работы двигателя (угол опережения зажигания, длительность управляющего импульса форсунки, массовый расхода воздуха на впуске, положение дроссельной заслонки и др.).

Для исследования возможностей улучшения показателей двигателя за счет регулируемого вихревого смесеобразования было разработано устройство, являющееся частью системы впуска.

### **5.3. Разработка устройства для регулируемого вихреобразования на впуске**

Углубленный анализ обширной патентной и научно-технической информации [139-144, 327-331 и др.] по устройствам вихреобразования на впуске позволил провести их классификацию по различным схемным и конструктивным признакам (рис. 5.2).

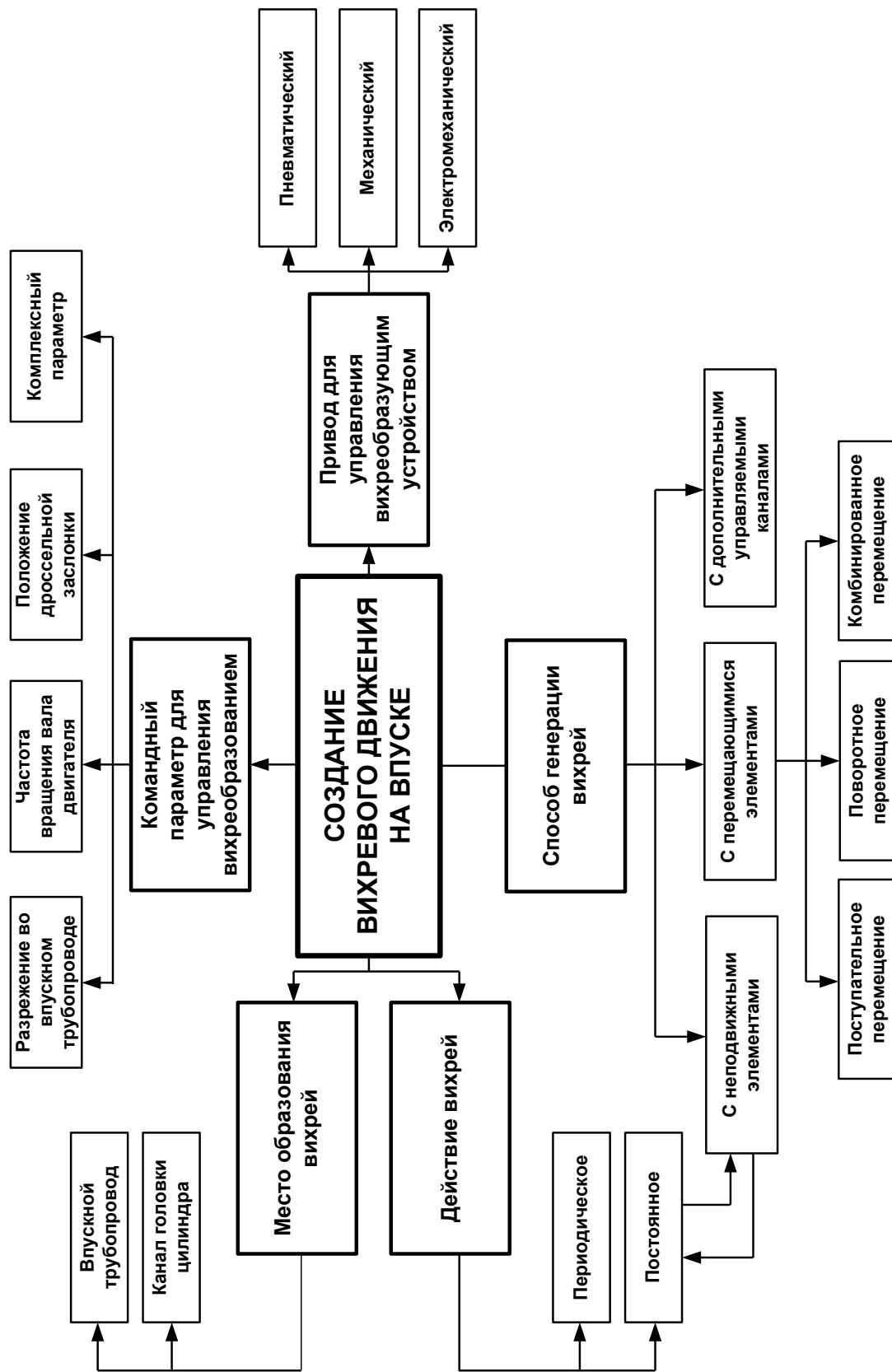


Рис.5.2. Классификация способов и средств создания вихревого движения воздуха на впуске двигателей с РВТ

Наиболее перспективными из этих устройств являются те, которые позволяют регулировать интенсивность вихреобразования в зависимости от режимов работы двигателя.

Общими недостатками подобных устройств являются их конструктивная и технологическая сложность, большое количество регулирующих элементов (заслонок, лопаток и т.п.), повышение газодинамических потерь на впуске, трудность регулирования интенсивности вихреобразования на различных режимах работы двигателя. Эти недостатки не позволяют в полной мере использовать преимущества вихревых (закрученных) потоков для интенсификации смесеобразования и улучшения основных показателей двигателей.

На начальном этапе разработки были определены основные требования к устройству регулируемого вихреобразования на впуске. Устройство **должно**:

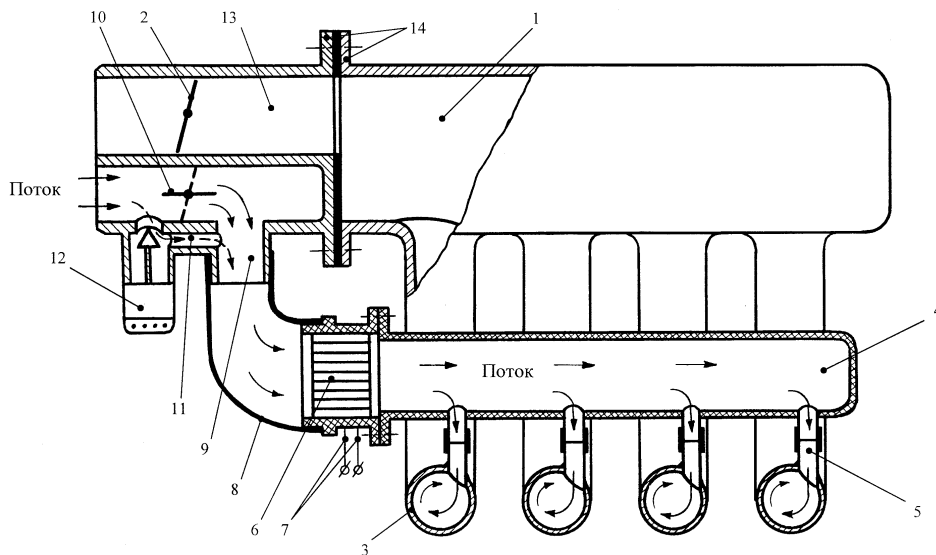
1. обеспечивать возможность регулирования интенсивности вихреобразования на различных режимах работы двигателя, желательно без применения средств электроники и электромеханики;
2. иметь простую и технологичную конструкцию, низкую стоимость.

Устройство **не должно**:

1. ухудшать показатели двигателя по внешней скоростной характеристике;
2. увеличивать габаритные размеры двигателя;
3. иметь дополнительных перемещающихся элементов и подвижных уплотнений;
4. содержать элементы, загромождающие впускной канал головки цилиндров или канал трубопровода;
5. включать исполнительные элементы, требующие значительных затрат энергии для регулирования вихреобразования;
6. требовать периодической замены каких-либо составляющих элементов или узлов;
7. снижать общую надежность двигателя;
8. содержать дополнительных датчиков, кроме тех, что имеются на двигателе;
9. сужать диапазон действия дроссельной заслонки;
10. требовать внесения изменений в конструкцию головки цилиндров двигателя.

В процессе исследований было разработано оригинальное устройство для регулирования вихреобразования на впуске, удовлетворяющее почти всем перечисленным требованиям (на его конструкцию получен патент РФ № 2 180 702). Схема устройства приведена на рис. 5.3, а его общий вид – на рис.5.4. Оно включает в себя воздушный ресивер 1 с основной дроссельной заслонкой 2 на входе и впускными патрубками 3 для каждого цилиндра. Параллельно воздушному ресиверу 1 размещена распределительная воздушная магистраль 4 с трубками 5, расположенными тангенциально по отношению к каждому впускному патрубку 3 в плоскости, перпендикулярной его оси. Воздушная магистраль 4 может быть выполнена из термостойкого ударопрочного пластика. На входе в магистраль 4 установлен электронагреватель 6, имеющий термостойкий корпус и электрические контакты 7 для подключения к бортовой сети автомобиля. Такой электронагреватель может быть выполнен на основе позисторной керамики или металлических (например, нихромовых) нагревательных элементов. Вход в электронагреватель 6 соединен резиноканевым патрубком 8 с каналом 9, перед которым расположена дополнительная дроссельная заслонка 10, в обход которой выполнен байпасный канал 11 холостого хода с электроуправляемым регулятором 12. Основная 2 и дополнительная 10 дроссельные заслонки конструктивно объединены в единый дроссельный узел 13, крепящийся с помощью фланцев 14 через прокладку к воздушному ресиверу 1. Узел 13 включает также вышеуказанные каналы 9, 11 и регулятор холостого хода 12. Для осуществления перемещения заслонок 2 и 10 дроссельный узел 13 имеет механизм их привода (на рис. 5.3. не показан).

Заслонки могут приводиться как механическим путем, так и с помощью сервопривода. В последнем случае значительно расширяются возможности регулирования вихреобразования на различных режимах работы двигателя.



*Рис. 5.3. Схема впускной системы с устройством для регулируемого вихреобразования: 1 – основной воздушный ресивер; 2 и 10 – основная и дополнительная дроссельные заслонки; 3 – индивидуальные впускные патрубки; 4 – воздушная распределительная магистраль; 5 – тангенциальные подводящие трубки; 6 – электронагреватель воздуха; 7 – контакты электронагревателя; 8 – резиноканевый патрубок; 9 – подводящий канал; 11 – канал холостого хода; 12 – регулятор холостого хода; 13 – дроссельный узел; 14 – фланцы*

Работает предлагаемая впускная система следующим образом. Перед пуском, по команде микропроцессорного блока управления двигателя, осуществляется включение электронагревателя 6 через контакты 7 и силовое реле (на рис.5.3 не показано). После прогрева элементов электронагревателя до температуры 250...300°С (через 10...15 с) производится пуск двигателя. Дополнительная заслонка 10 при этом закрыта и поток воздуха проходит через байпасный канал 11 (на рис.5.3 положение заслонки и движение потока воздуха при этом показаны пунктирными линиями). Проходя через электронагреватель 6 воздух нагревается и далее поступает в распределительную воздушную магистраль 4, откуда по тангенциальным трубкам 5 подается во впускные патрубки 3 цилиндров двигателя. При этом во впускных патрубках в зоне впрыскивания топлива образуется интенсивный вихрь, созданный нагретым потоком воздуха, способствующий улучшению смесеобразования и облегчающий пуск холодного двигателя.





*Рис.5.4. Внешний вид устройства для регулирования вихреобразования на впуске, установленного на двигателе ВАЗ-2111 (воздушная магистраль устройства показана стрелкой)*

Электронагреватель 6 для подогрева вихреобразующих потоков воздуха может включаться по командам микропроцессорного блока управления не только на режимах пуска и прогрева двигателя, но и на холостом ходу, что будет способствовать улучшению смесеобразования на этих режимах и снижению токсичности ОГ при одновременном повышении топливной экономичности двигателя. При этом условиями включения электронагревателя могут быть определенные значения сигналов датчиков температуры воздуха на впуске, температуры охлаждающей жидкости, положения дополнительной дроссельной заслонки, частоты вращения вала двигателя.

На частичных нагрузках двигателя количество воздуха, поступающего в двигатель, будет регулироваться путем открытия дополнительной заслонки 10 при полностью закрытой основной заслонке 2. На этих режимах подача воздуха через воздушную магистраль 4 и тангенциальные подводящие трубки 5 будет создавать интенсивное вихреобразование в зоне впрыска топлива и, таким образом, способствовать улучшению смесеобразования и повышению показателей двигателя. По мере дальнейшего увеличения нагрузки постепенно будет открываться основная дроссельная заслонка 2 и воздух будет также поступать через ресивер 1 и впускные патрубки 3 в цилиндры двигателя. При этом в зависимости от принципа действия привода заслонок возможна реализация различных стратегий регулирования их положения:

а) при механическом приводе осуществляется последовательное открытие заслонок – сначала полностью открывается дополнительная заслонка 10, затем начинает перемещаться основная заслонка 2; вихреобразование на впуске при этом снижается, но не прекращается совсем при больших нагрузках двигателя;

б) при использовании электропривода заслонок после полного открытия дополнительной заслонки 10 и начала постепенного перемещения основной заслонки 2, заслонка 10 может плавно закрываться, обеспечивая прекращение вихреобразования при больших нагрузках двигателя.

Могут применяться и другие стратегии взаимосвязанного регулирования положения основной 2 и дополнительной 10 дроссельных заслонок, зависящие от особенностей конкретного двигателя и целей регулирования. При этом важным является выбор момента начала открытия основной дроссельной заслонки. При механическом приводе дополнительная заслонка будет первичной, а основная – вторичной (по аналогии с работой дроссельных узлов многокамерных карбюраторов).

Таким образом, возможно изменение интенсивности вихреобразования на впуске в зависимости от режима работы двигателя. На частичных нагрузках интенсивный воздушный вихрь в зоне впрыскивания топлива обеспечит улучшение смесеобразования, а при полных (и близких к ним) нагрузкам уменьшение (или прекращение) вихреобразования позволит обеспечить высокое наполнение цилиндров и достичь требуемых мощностных показателей двигателя.

Выполнение байпасного канала холостого хода в обход дополнительной дроссельной заслонки позволяет на холостом ходу направлять воздух через электронагреватель и далее – через распределительную воздушную магистраль – к тангенциальным трубкам для создания вихря в каналах головки цилиндров. Регулирование номинальной частоты вращения вала на прогретом двигателе осуществляется изменением и фиксацией начального положения дополнительной (первичной) дроссельной заслонки с помощью специального регулировочного винта (на рис. 5.3 не показан), расположенного на корпусе дроссельного узла.

Разработанная впускная система с дроссельным регулированием вихреобразования обладает рядом преимуществ: простотой конструк-

ции, компактностью, отсутствием подвижных деталей (кроме дроссельных заслонок, которые необходимы в любом случае) и сложных электронных управляющих устройств, широкими возможностями изменения интенсивности вихреобразования, небольшим газодинамическим сопротивлением, высоким максимальным уровнем закрутки потока. Такая конструкция имеет расширенный диапазон действия дроссельного узла за счет последовательного открытия заслонок.

При установке на двигателе ВАЗ-2111 устройства для регулирования вихреобразования необходимо было внести некоторые изменения в крепление штатного впускного трубопровода. В частности, потребовалось использование специальных проставок (рис.5.5.), необходимых для размещения подводящих трубок, через которые воздух подается тангенциально в каналы головки цилиндров. Толщина этих проставок (вместе с прокладками) составляла 27 мм. Естественно, при этом изменилось расположение форсунки относительно впускного канала (по сравнению со штатной ее установкой). Экспериментальные оценки в процессе проведения моторных исследований опытной впускной системы показали, что такое смещение форсунки не привело к существенному изменению показателей двигателя.

При создании образцов впускной системы было выбрано два значения  $\Phi = 1,0$  и  $\Phi = 1,5$ , для которых и рассчитывались внутренние диаметры подводящих тангенциальных трубок (формула 4.14).

В ходе предварительных исследований макетных образцов устройства выявлено, что площадь поперечного сечения распределительной воздушной магистрали должна составлять 1,5...4,0 суммарной площади поперечного сечения тангенциальных трубок.

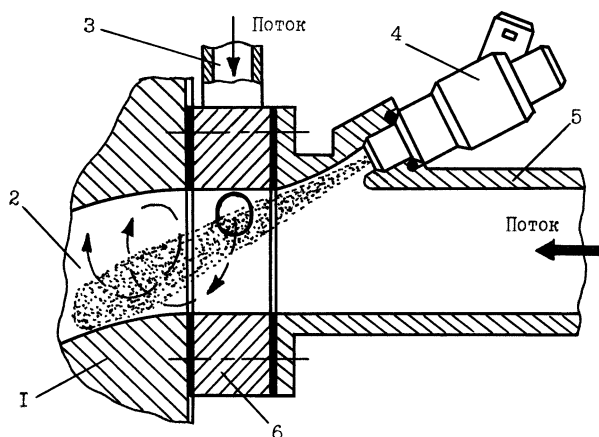


Рис.5.5. Схема конструктивных изменений, внесенных при установке устройства регулируемого вихреобразования на двигателе ВАЗ-2111: 1 – головка цилиндра; 2 – канал головки цилиндров; 3 – тангенциальная подводящая трубка; 4 – электромагнитная форсунка; 5 – впускной трубопровод; 6 – проставка для размещения подводящей трубки 3

#### 5.4. Результаты моторных исследований и их анализ

В соответствии с программой исследований определялись внешние скоростные и нагрузочные характеристики двигателя ВАЗ-2111 со штатной и опытной впускными системами.

Первые эксперименты с опытной впускной системой при степени закрутки потока  $\Phi = 1,5$  на входе в канал головки цилиндра показали, что практически все основные показатели двигателя (удельный эффективный расход топлива, выбросы  $СН$ , крутящий момент и др.) заметно ухудшились на всех режимах.

Возможной причиной этого может быть избыточно высокая турбулизация заряда в цилиндре двигателя, вызванная сильной закруткой потока на впуске. При этом могут ухудшаться условия воспламенения рабочей смеси в зоне искрового промежутка и возникать эффект «развеивания» очага пламени, что приведет к более «вялому» протеканию процесса сгорания и росту потерь энергии вследствие неполноты сгорания топлива [136, 137, 332].

В качестве мер, повышающих эффективность воспламенения смеси были исследованы:

- увеличение зазора между электродами свечи зажигания с 0,8...0,9 мм до 1,15...1,25 мм;
- защита зазора между электродами свечи от интенсивного потока смеси с помощью специального экрана.

Для реализации последней меры на двигателе в данной комплектации была применена специальная свеча зажигания, снабженной особым экраном (рис.5.6). Экран представляет собой отрезок тонкостенной трубки из нержавеющей стали, приваренный лазерной сваркой к нижней части резьбового участка свечи зажигания так, что зона центрального и бокового электродов по окружности закрыта экраном. Для изготовления такой свечи производителем использовались стандартные свечи зажигания *BP 6E* фирмы *NGK* (Япония).



*Рис.5.6. Внешний вид специальной свечи зажигания с экраном (производство ЗАО «Пульсар-Силэн», г. Москва)*

Однако, к сожалению, ни одна из перечисленных мер не дала положительных результатов и поэтому эксперименты с опытной впускной системой при степени закрутки  $\Phi = 1,5$  были прекращены. Дальнейшие исследования велись при степени закрутки потока  $\Phi = 1,0$ .

На рис. 5.7.-5.9 представлены типичные нагрузочные характеристики, полученные при испытании двигателя со штатной и опытной впускными системами (для последней степени закрутки составляла  $\Phi = 1,0$ ). Анализ полученных характеристик показывает, что на частичных нагрузках улучшение топливной экономичности за счет вихреобразования на впуске, оцениваемое по изменению величин удельного эффективного расхода топлива  $g_e$ , составляет от 5 до 40 г/(кВт·ч), или в относительных величинах - от 2,5 до 14,5%. Такое значительное улучшение топливной экономичности может быть объяснено двумя причинами:

- улучшением гомогенизации ТВС за счет вихреобразования на впуске;
- усилением турбулизации заряда, возникающей за счет передачи вихревого движения заряда из впускных каналов в цилиндр двигателя.

И та и другая причины могут выступать только в роли гипотез, поскольку исследования гомогенизации во впускных каналах двигателя и турбулентности заряда цилиндра в задачи данной работы не входили. Тем не менее эти причины можно назвать с достаточно большой долей уверенности, поскольку существует несколько положений, обосновывающих эти гипотезы.

Во-первых, согласно данным Д.А. Франк-Каменецкого [333], скорость сгорания ТВС является функцией ее турбулизации в цилиндре и степени гомогенности заряда:

$$V_{\text{сг}} = f\left(\frac{l \cdot u}{\delta}\right), \quad (5.4)$$

где:  $l$  – масштаб турбулентности, м;  $u$  – средняя квадратичная пульсационная скорость, м/с;  $\delta$  – средний размер частиц, на которое раздроблено топливо в заряде, м.

В выражении (5.4) масштаб турбулентности может быть вычислен по формуле:  $l = C_1 \cdot L$ , где константа  $C_1 \approx 0,22$ , а в качестве характерного размера  $L$  может быть принята величина зазора в клапанной щели.

Таким образом, гомогенизация ТВС, определяемая паросодержанием смеси, размерами частиц жидкого топлива в смеси и равномерностью распределения капель и паров топлива по объему заряда, поступившего в цилиндры двигателя, во многом определяет достигаемую скорость сгорания ТВС. Вихреобразование на впуске направлено на интенсификацию гомогенизации смеси, что и подтверждают показатели двигателя по нагрузочным характеристикам.

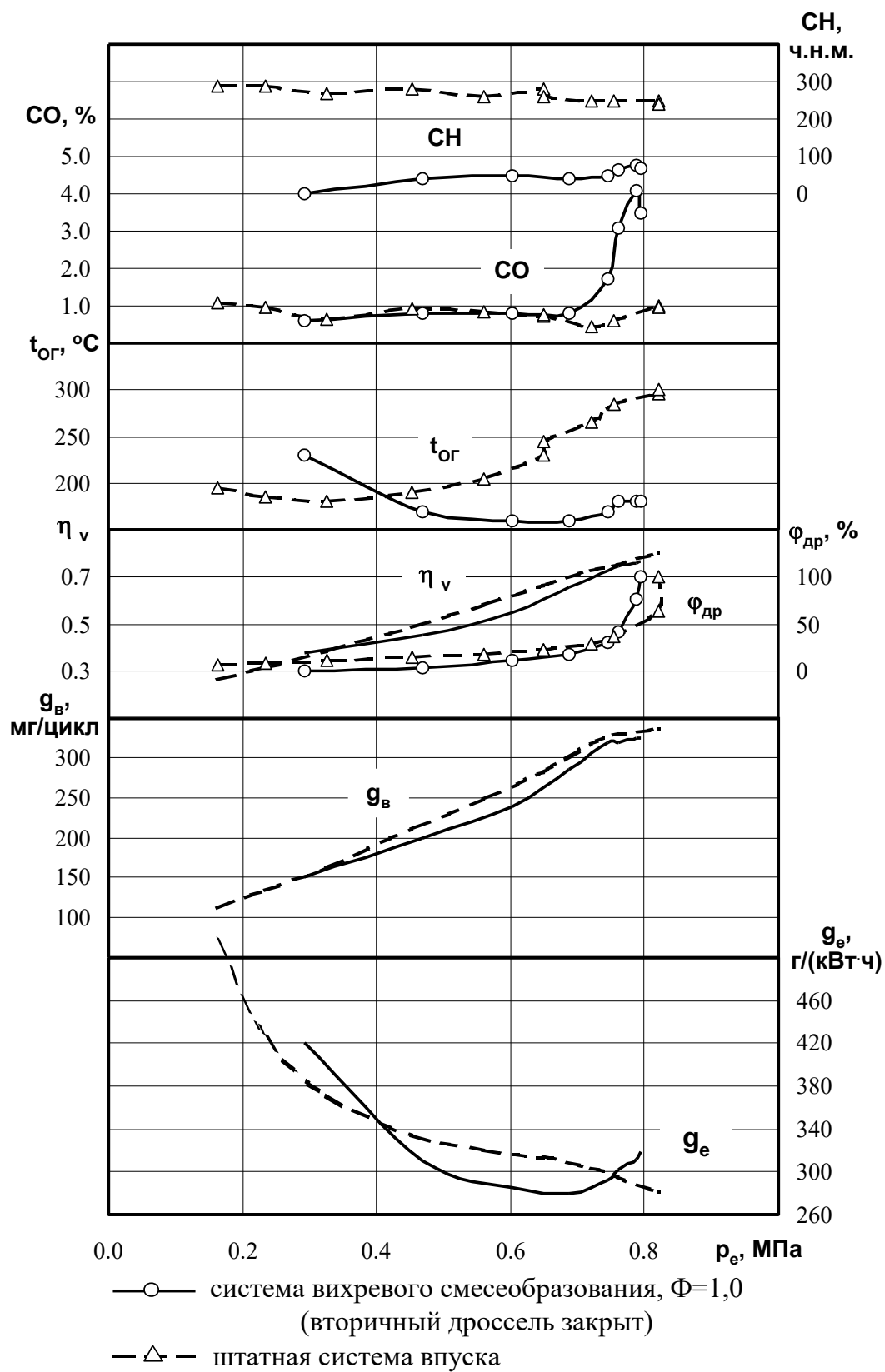


Рис.5.7. Нагрузочные характеристики двигателя ВАЗ-2111 со штатной и опытной впускными системами при  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$

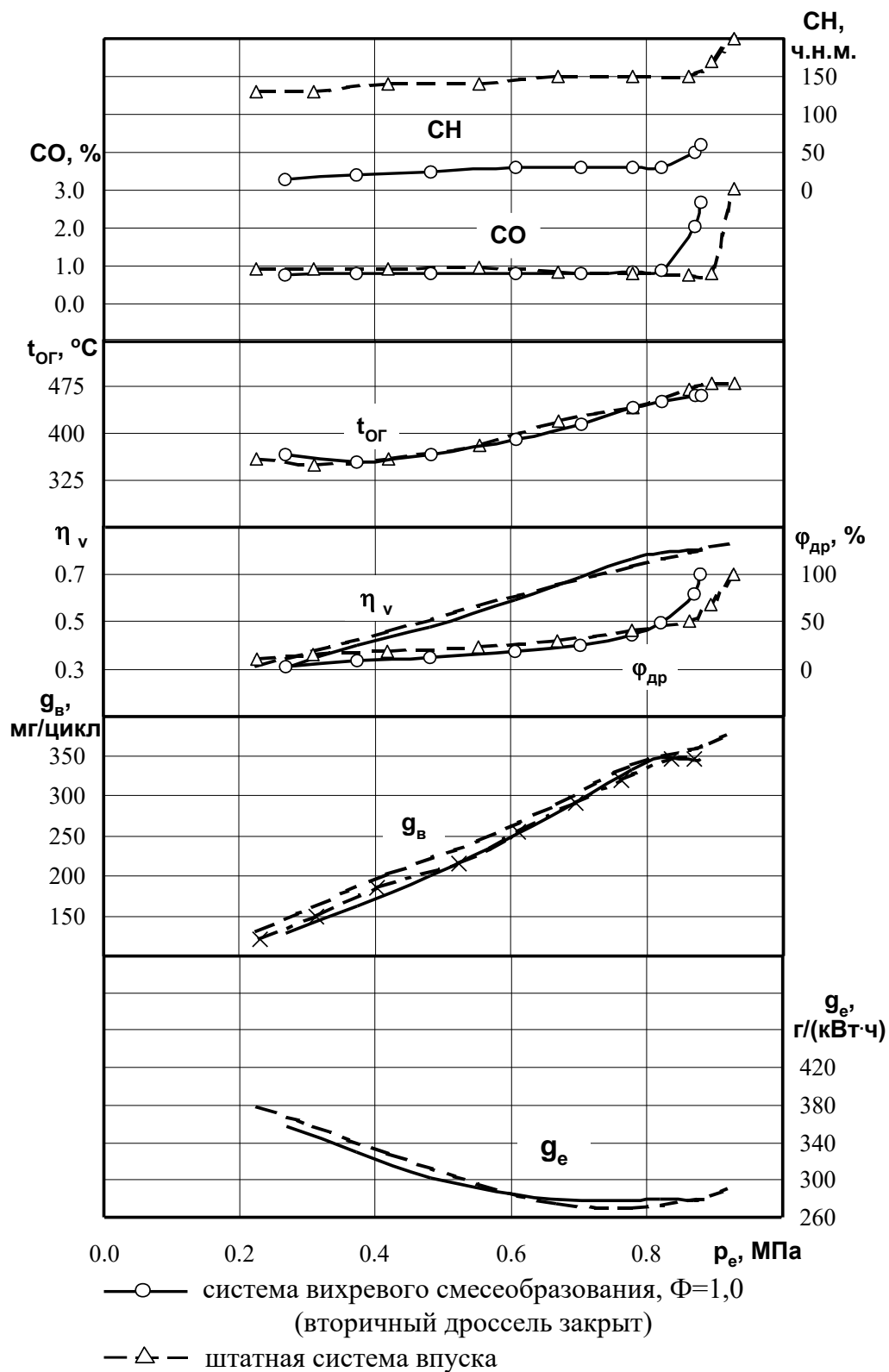


Рис.5.8. Нагрузочные характеристики двигателя ВАЗ-2111 со штатной и опытной впускными системами при  $n = 2500 \text{ мин}^{-1}$



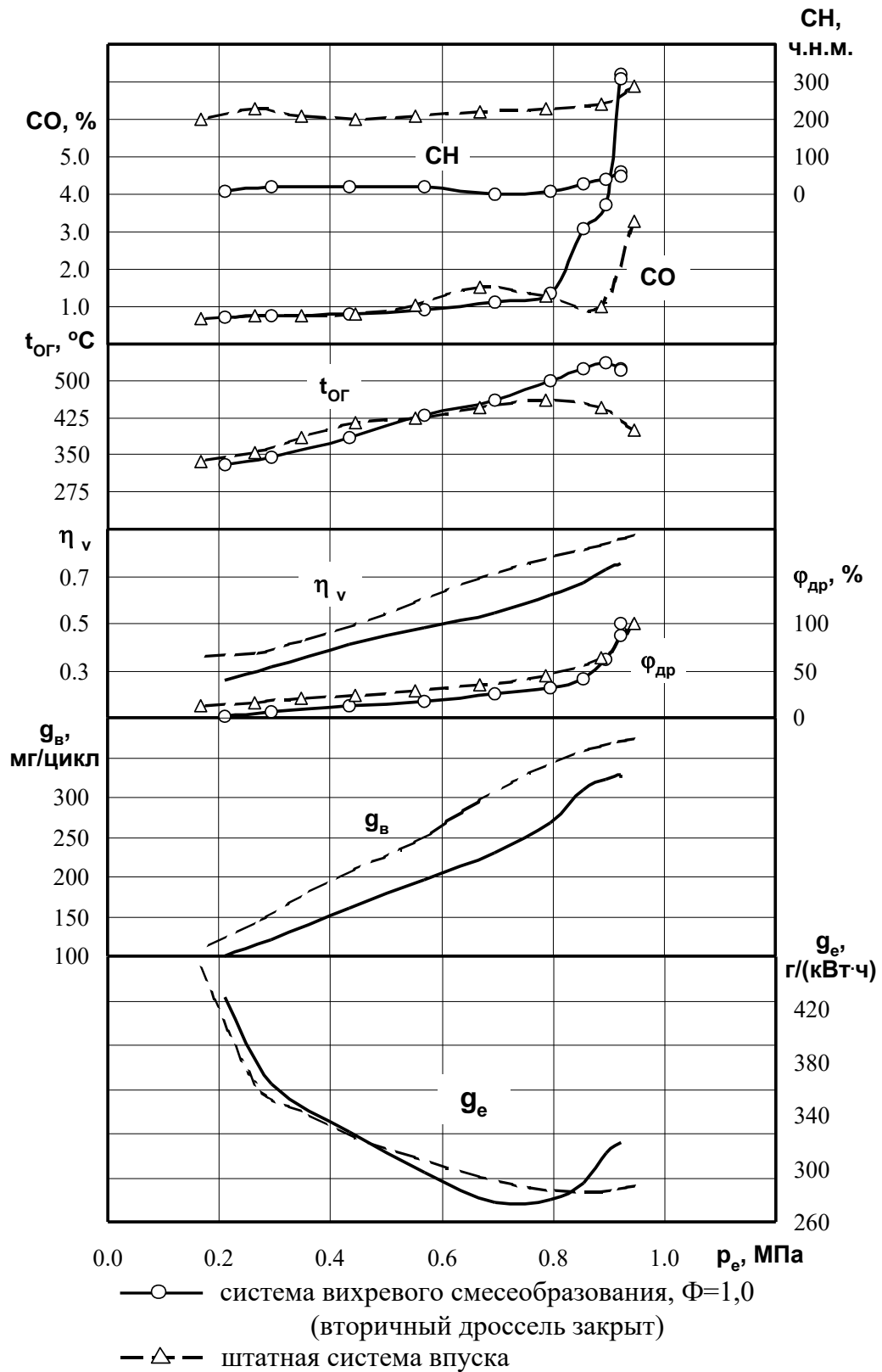


Рис.5.9. Нагрузочные характеристики двигателя ВАЗ-2111 со штатной и опытной впускными системами при  $n = 3500 \text{ мин}^{-1}$

Имеются данные [136, 334] о том, что повышение уровня турбулизации потока на впуске вызывает увеличение турбулентности заряда в цилиндре двигателя, что приводит к увеличению скорости и полноты сгорания ТВС за счет интенсификации переноса теплоты из зоны горения в свежий заряд и увеличения площади поверхности фронта пламени. Известно [334], что в двигателе с плоской камерой сгорания (с плоским днищем поршня) затухание вихревого движения заряда к концу такта сжатия составляет примерно 30% по отношению к уровню турбулентности потока на впуске.

Это явление, несомненно, нуждается в проверке для нашего случая, однако его можно принять в качестве одной из версий, объясняющих улучшение топливной экономичности.

Следует отметить, что на всех полученных нагрузочных характеристиках диапазон достигаемых  $P_e$  с опытной системой впуска был заметно уже, чем со штатной системой. Это может быть объяснено тем, что на данном этапе испытаний разработанного устройства вихреобразования использовались два штатных дроссельных узла с диаметром дроссельных заслонок 46 мм. Если для основной дроссельной заслонки такой ее диаметр может считаться допустимым, то для дополнительной заслонки, регулирующей количества воздуха, поступающего в воздушную магистраль, он явно велик. Значительные диаметры этих двух дроссельных заслонок вызывают повышенные утечки воздуха через зазоры между заслонками и стенками дроссельных узлов. Эти утечки, в свою очередь, не позволяют добиться максимального разрежения во впускном тракте двигателя, что и приводит к сужению диапазона работы двигателя по нагрузочной характеристике.

Кроме этого, повышенные утечки через два дроссельных узла меняют характер течения воздушного потока во впускных каналах при малых углах открытия первичного дросселя – вместо закрученного потока возникает осевое движение воздуха, проходящего через дроссельные узлы. Это также может быть причиной недостаточной эффективности разработанного устройства для вихреобразования в зоне малых открытий первичного дросселя.

При дальнейшем развитии этих работ следует взять диаметр первичного дросселя в пределах 34...38 мм, что повысит эффективность работы системы за счет расширения диапазона вихреобразова-

ния, особенно при малых открытиях первичной дроссельной заслонки. Возможно, диаметр вторичного дросселя также может быть уменьшен до величины 40...42 мм.

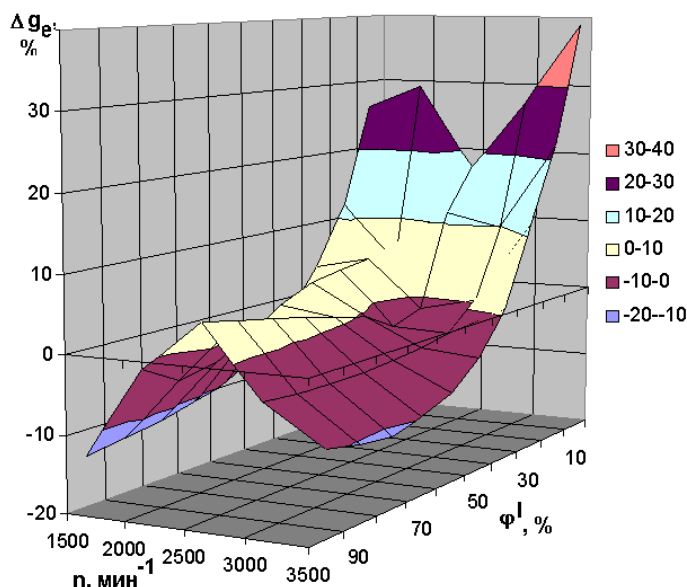


Рис. 5.10. Изменение удельного эффективного расхода топлива в зависимости от частоты вращения вала двигателя и положения первичной дроссельной заслонки опытной системы впуска

В целом можно отметить, что закономерность повышения топливной экономичности по нагрузочным характеристикам носит сложный характер. Трехмерное представление этой закономерности показано на рис.5.10. Как можно видеть, повышение топливной экономичности наблюдается на частичных режимах, при степенях открытия первичной дроссельной заслонки в диапазоне от 5 до 40 %.

Анализируя изменение показателей токсичности по нагрузочным характеристикам, следует отметить в первую очередь резкое снижение (в 3 ...5 раз) выбросов углеводородов  $СН$  во всем диапазоне нагрузочных характеристик. Это может быть следствием турбулизации заряда в цилиндре, способствующей быстрому диффундированию  $СН$  из пристеночного слоя в основной объем камеры сгорания, где и происходит их доокисление [334].

Выбросы оксида углерода  $СО$  с опытной системой впуска практически не изменяются по сравнению с использованием штатной впускной системы, что может быть объяснено неизменным составом ТВС во всех экспериментах, поскольку блок управления системы впрыска топлива поддерживал  $\alpha = 1,0 \pm 0,02$  по сигналу  $\lambda$ -зонда.

Полученные нагрузочные характеристики позволяют предварительно определить момент начала открытия вторичной дроссельной

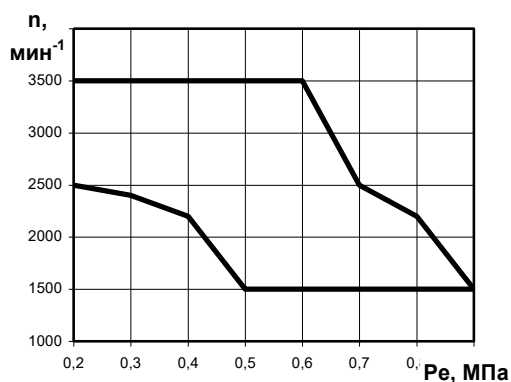
заслонки при принятом механическом приводе заслонок. Обобщение данных нагрузочных характеристик позволило выявить области положительного эффекта по топливной экономичности и изобразить эти области в координатах  $\varphi_{др}^I - n$  и  $P_e - n$  (рис. 5.11). Эти данные позволяют заключить, что наиболее целесообразно в качестве командного параметра для управления вторичным дросселем принять положение первичной дроссельной заслонки. Примерно при ее 30% открытии следует начать открывать вторичную заслонку и далее они должны открываться обе параллельно. В этом случае на частичных нагрузках будет создаваться интенсивный вихрь на впуске, а при повышении нагрузки интенсивность вихреобразования будет снижаться, что позволит обеспечить высокое наполнение двигателя для сохранения его номинальных показателей.

При использовании электропривода дроссельных заслонок возможности регулирования интенсивности вихреобразования на впуске с помощью разработанного устройства значительно расширяются, что позволяет обеспечить вихрь необходимой интенсивности на любых режимах работы двигателя. Командными параметрами при этом могут быть частота вращения вала двигателя, положение основной и дополнительной заслонок, величина циклового наполнения цилиндров воздухом.

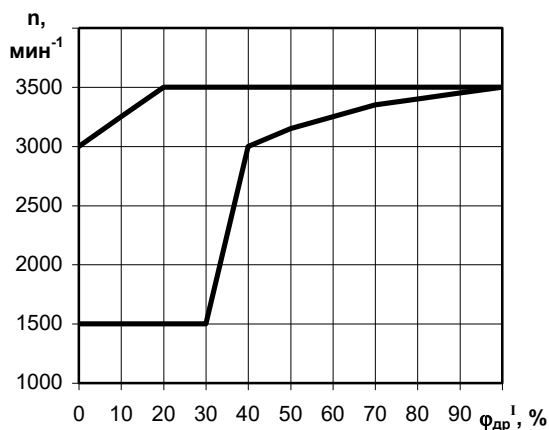
Для проверки показателей двигателя ВАЗ-2111 по внешней скоростной характеристике были проведены эксперименты со штатной и опытной впускными системами (в последнем случае при снятии характеристики открывались оба дросселя – первичный и вторичный). Результаты исследований представлены на рис. 5.12. Как показывают эти данные, применение разработанного устройства для регулирования вихреобразования на впуске практически не ухудшает показатели двигателя по внешней скоростной характеристике, что важно для сохранения потребительских качеств автомобиля в целом.

Эксперименты с применением экранированной свечи зажигания (см. рис. 5.6) на двигателе с опытной впускной системой при степени закрутки потока  $\Phi=1,0$  не дали положительных результатов, что может свидетельствовать о достижении необходимой интенсивности закрутки на впуске и оптимальной турбулизации заряда в цилиндре двигателя.

При дальнейшем развитии работ необходимо изменить расположение форсунки – установить ее тангенциально по отношению к стенке канала, что позволит сформировать устойчивое пленочное течение топлива и интенсифицировать его испарение в закрученном потоке воздуха, и таким образом, в полной мере реализовать предложенную концепцию пленочно-вихревого смесеобразования.



a)



б)

Рис.5.11. Области улучшения топливной экономичности двигателя ВАЗ-2111 при регулируемом вихреобразовании на впуске, представленные в координатах  $P_e - n$  (a) и  $\varphi_{\text{др}}^1 - n$  (б)

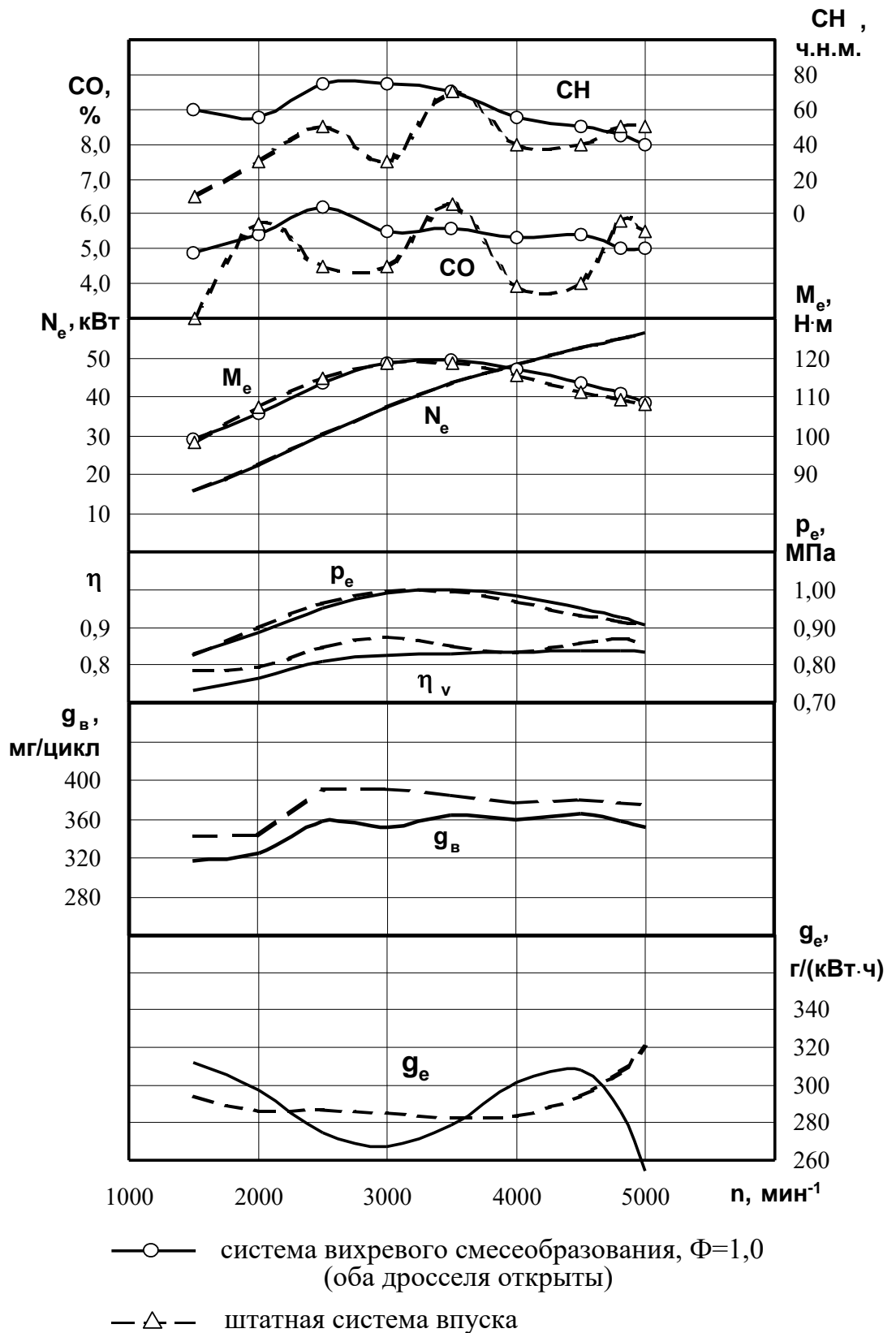


Рис.5.12. Внешние скоростные характеристики двигателя ВАЗ-2111 со штатной и опытной впускными системами

Для варианта с четырехклапанной головкой цилиндра также возможна организация схемы пленочно-вихревого смесеобразования. В этом случае необходимо использовать двухструйные форсунки на каждый цилиндр двигателя и создать во впускных каналах каждого цилиндра два разнонаправленных вихря.

Результаты проведенных исследований по выявлению возможностей улучшения экологических и энергетических показателей двигателя с РВТ за счет регулируемого вихреобразования на впуске позволяют считать, что разработанная опытная система впуска является перспективной. Несомненно, что в ходе дальнейших исследований эффективность ее работы может быть существенно повышена за счет реализации указанных мероприятий.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования позволили установить новые закономерности образования топливовоздушной смеси и найти решения ряда проблем в области смесеобразования автомобильных двигателей с различными схемами впрыска бензина. В частности, на основе выявленных закономерностей испарения топлива в прямоточном и закрученном двухфазных дисперсно-кольцевых потоках удалось интенсифицировать процессы образования топливовоздушной смеси при центральном и распределенном впрыске топлива путем радикального изменения организации смесеобразования.

Результаты выполненных исследований открывают новые направления совершенствования образования топливовоздушной смеси для двигателей с впрыском бензина путем реализации предложенной концепции пленочно-вихревого смесеобразования.

**Основными результатами и выводами** по данной работе можно считать следующее.

1. Теоретически выявлена и экспериментально подтверждена тесная и принципиальная взаимосвязь между эффективностью процессов массоотдачи и уровнем газодинамического сопротивления смесеобразующего устройства: чем выше массоотдача, тем больше сопротивление смесеобразующего устройства (при прочих равных условиях). Установлено, что объемный коэффициент массоотдачи  $\beta_o$  связан степенной зависимостью с перепадом давления  $\Delta P$  в канале двухфазной системы:  $\beta_o \sim \Delta P^{0,5}$ .

2. Разработана математическая модель массообменных процессов в прямоточных и закрученных дисперсно-кольцевых потоках, позволяющая оценить влияние условий протекания процессов смесеобразования на объемный коэффициент массоотдачи  $\beta_o$ . Расхождения между расчетными и экспериментальными значениями объемного коэффициента массоотдачи составляют 5...13 % – для случая закрученного потока и 10...25 % – для прямоточного течения, что можно считать удовлетворительным для сложных и нестационарных процессов массообмена в дисперсно-кольцевых потоках.

3. Теоретически обосновано и экспериментально доказано, что объемные коэффициенты массоотдачи  $\beta_o$  при закрутке воздушного потока и соблюдении равенства прочих физических условий движения фаз в дисперсно-кольцевых течениях возрастают по сравнению с прямоточным потоком более чем в 1,5 раза, что делает перспектив-



ным использование закрученных потоков в процессах смесеобразования в двигателях с впрыском бензина.

4. Разработан и успешно опробован новый метод исследования процессов испарения топлива, впрыскиваемого на нагретую поверхность, позволяющий выявить неизвестные ранее фазы и закономерности процесса испарения топлива и комплексно оценить влияние различных факторов на время (скорость) испарения цикловых подач бензина. Полиномиальная модель испарения топлива, полученная с помощью предложенного метода, обеспечивает погрешность расчета, не превышающую 18 %, что можно считать удовлетворительным для этой сложной области исследования.

5. Выявлено, что в процессе смесеобразования лимитирующим фактором является низкая скорость диффузионного испарения частиц топлива, препятствующая полному испарению топлива на различных режимах работы двигателя. Отдельные факторы (скорость воздушного потока, температура поверхности, давление впрыска топлива, ориентация топливного факела к поверхности и др.) оказывают заметное влияние на протекание процесса испарения топлива, однако не позволяют значительно его интенсифицировать.

6. Реализация предложенной концепции пленочно-вихревого смесеобразования для центрального впрыска топлива позволяет улучшить (по сравнению с применением прямоточных смесительных камер) топливную экономичность автомобильных двигателей на различных режимах его работы на 2...12 % при одновременном снижении выбросов оксида углерода  $CO$  на 10...40 % и углеводородов  $CH$  на 5...60 %.

Разработанные научные основы конструирования пленочно-вихревых смесительных камер позволяют более обоснованно подойти к их созданию в процессе проектирования систем центрального впрыска топлива.

7. Предложенная и защищенная патентом РФ система управляемого вихреобразования на впуске двигателя с распределенным впрыском топлива позволила в области частичных нагрузок снизить удельные расходы топлива  $g_e$  на 2,5...14,5 % при одновременном уменьшении выбросов углеводородов  $CH$  в 3...5 раз. Применение разработанной впускной системы с регулируемым вихреобразованием практически не ухудшает показатели двигателя по внешней скоростной характеристике.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Каменев А.Ф. Технические системы: закономерности развития. – Л.: Машиностроение, 1985. – 216 с.
2. Балашов Е.П. Эволюционный синтез систем. – М.: Радио и связь, 1985. – 328 с.
3. Мир легковых автомобилей: Автокаталог. Вып. 3 – 15. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 1995 – 2007.
4. Автомобили мира. Автомобильная энциклопедия. Вып. 2009, 2010 гг. – М. Третий Рим, 2008-2009
5. Бекман В.В. Основные этапы технической эволюции автомобильных карбюраторов // Тр. ЦНИТА. – 1973. – вып. 56. – С. 36 – 42.
6. Акопян С.И. Двигатели внутреннего сгорания с впрыском топлива и электрическим зажиганием. – М.: Гос. н.-т. изд-во машиностроит. лит-ры, 1945.– 126 с.
7. Ломовский В.А. Впрыск топлива в транспортные двигатели с принудительным зажиганием. – М.: Гос. н.-т- изд-во машиностроит. лит-ры, 1958.- 75 с.
8. Уайт Ч. Системы управления и впрыск топлива. – М.: Альфа-Мер, 2004. – 288 с.
9. Ecotronic – Ein elektronisches Gemischbildungssystem für Ottomotoren. // MTZ. – 1984. - №2. – p.47-51.
10. Kershaw T.J., Gibson D. The ERIC system (Electronically Regulated Ignition and Carburation). // ISATA-20. Proceedings. – 1989. –v.3. – p. 1891-1990.
11. Системы управления бензиновыми двигателями. /Пер. с нем. – 1-ое русское издание. – М.: За рулем, 2005. – 432 с.
12. Zhao F., Lai M.-C., Harrington D.L. Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines. – Oxford: Elsevier Science Ltd., 1999. – 129 pp.
13. Benzin-Direkteinspritzung – eine neue Herausforderung für zukünftige Motorsteuerungssysteme/ W.Moser, D.Mentgen, H.Rembold // MTZ.-1997. - 58.- № 9. – p.458-464
14. Development of Toyota's Direct Injection Gasoline Engine / Hidetaka Nohira, Sumio Ito // Conference "Engine and Environment" '97. – Graz: AVL List. – p. 239 - 254

15. Siano D. Fuel Injection. – Croatia: Sciyo (www.sciyo.com), 2010 – 262 pp.
16. Hillier V.A., Coombes P., Rogers D. Hillier's Fundamentals of Motor Vehicle Technology. 5-th Edition, Book 2. Powertrain Electronics. – Nelson Thornes Ltd., 2006 – 256 pp.
17. Arthur D. Little. Market and Technology Study Automotive Power Electronics 2015. – 2006, 155 pp.
18. Кирсанов В.И. Теория карбюрации. – М.: ОНТИ, 1935. – 217 с.
19. Ирисов А.С. Испаряемость топлив для поршневых двигателей и методы ее исследования. – М.: Гостоптехиздат, 1955. – 307 с.
20. Рубец Д.А. Смесеобразование в автомобильном двигателях на переменных режимах. – М.: Машгиз, 1948. – 150 с.
21. Ленин И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Машиностроение, 1969. – 364 с.
22. Райков И.Я. Возможности использования высоких скоростей воздуха при карбюрировании топлива // Научн. тр. МАМИ. – 1954. – Вып.2. – С. 69-85.
23. Райков И.Я., Ершов В.В. К вопросам пленкообразования в карбюраторных двигателях // Автомоб. пром-сть. – 1964. - №11. – С.6-10.
24. Распределение смеси в карбюраторном двигателе / Андреев В.И., Волин С.Н., Горячий Я.В., Черняк Б.Я. – М.: Машиностроение, 1966. – 128 с.
25. Смесеобразование в карбюраторных двигателях / Андреев В.И., Горячий Я.В., Морозов К.К., Черняк Б.Я. – М.: Машиностроение, 1975. – 176 с.
26. Морозов К.А., Черняк Б.Я., Сорюс А.Ф. Определение количественных характеристик структуры потока смеси // Тр. ЦНИТА. – 1973. – Вып. 56. – С.30-35.
27. Кабиров Р.К., Морозов К.А., Черняк Б.Я. Характеристики топливной пленки при внешнем смесеобразовании // Сб. тр. «Экономичность ДВС» / ВЗМИ. – 1982. – С.56-62.
28. Андреев В.И., Горячий Я.В., Морозов К.А. О пленке топлива во впускном трубопроводе карбюраторного двигателя // Автомоб. пром-сть. - 1972. - № 6. – С.8-10.

29. Морозов К.А., Матюхин Л.М. Структура и распределение смеси по цилиндрам при различной интенсивности подогрева впускного трубопровода // Тр. МАДИ. – 1974. – Вып.96. – С.24-30.

30. Морозов К.А., Потоскуев С.Н. О методике исследования процессов смешения паров бензина с потоком воздуха // Тр. МАДИ.- 1978. – Вып.162. – С.110-112.

31. Морозов К.А., Бенедиктов А.Р., Нигин М.В. Некоторые особенности смесеобразования при впрыске бензина // Тр. МАДИ. – Вып.96. – С.12-19.

32. Покровский Г.П. Оптимизация дозирования топлива в системах питания автомобильных двигателей средствами электроники. – М.: НИИНАВТОПРОМ, 1967. – 44 с.

33. Покровский Г.П. Электроника в системах подачи топлива автомобильных двигателей. – М.: Машиностроение, 1990. – 176 с.

34. Архангельский В.М., Злотин Г.Н. Работа карбюраторных двигателей на неустановившихся режимах. – М.: Машиностроение, 1979. – 152 с.

35. Андреев В.И. Качество смеси во впускном тракте и неравномерность ее распределения по цилиндрам // Тр. МАДИ. – Вып.96. – С.36-38.

36. Свиридов Ю.Б., Тихонов Ю.В. Проблемы смесеобразования и сгорания в двигателях с внешним смесеобразованием // Двигателестроение. – 1988. - №10. - С.3-7,62,63. - №11. – С.6-8.

37. Свиридов Ю.Б., Скворцов В.А., Новиков Е.В. Гомогенизация топливо-воздушной смеси – основа прогресса ДВС // Двигателестроение. – 1982. - № 1. – С.3-7. - № 2. – С. 3-6.

38. Свиридов Ю.Б., Дроздовская Л.Ю., Курапова Н.Г. Феноменология теплообмена микропленок топлив С-процесса при внешнем смесеобразовании // Двигателестроение. – 1991. - №5. – С.57-61.

39. Лобынцев Ю.И. Критический анализ систем карбюрации автомобилей и пути их совершенствования. – М.: НИИНАВТОПРОМ, 1976. – 89 с.

40. Лобынцев Ю.И. Подача топлива и воздуха карбюраторными системами двигателей. – М.: Машиностроение, 1981. – 143 с.

41. Бенедиктов А.Р. Мелкость распыливания при впрыске бензина во впускной тракт // Тр. МАДИ. – 1976. – Вып. 126. - С.93-96.

42. Морозов К.А., Бенедиктов А.Р. Сербин В.П. О распылении топливной пленки в зоне дроссельной заслонки // Изв. ВУЗов. Машиностроение. – 1978. - №3. – с.86-89.

43. Морин М.М., Решиков В.Ф., Юшин С.И. Дробление капли топлива во впускном тракте ДВС вследствие ее вращения // Сб. тр. «Экономичность ДВС» / ВЗМИ. – 1982. – С.81-85.

44. Морин М.М., Шанин Е.И., Зубин А.В., Силаев С.И. Движение капли топлива в потоке горючей смеси // Сб. тр. «Экономичность ДВС» / ВЗМИ. – 1982. – С.86-97.

45. Артамонов М.Д., Морин М.М. Обельницкий А.М. Диспергирование и коагуляция капельно-жидкой фазы в системе смесеобразования карбюраторных ДВС // Сб. тр. «Токсичность ДВС» / ВЗМИ. – 1977. – С.3-10.

46. Рубец Д.А., Ерохов В.И. Влияние подогрева впускного трубопровода на процесс смесеобразования и токсичность отработавших газов // Сб. статей / НИИАТ. – 1977. – Вып.1. – С.181-189.

47. Ерохов В.И., Литвин Л.Я. Влияние некоторых факторов на образование топливной пленки во впускном трубопроводе карбюраторного двигателя // Сб. статей / НИИАТ. – 1974. - №8. – С.165-169.

48. Соболев Л.М. Основы смесеобразования в двигателях с форкамерно-факельным зажиганием. – Кострома: КСХИ, 1967. – 251 с.

49. Спекторов Л.Г., Гурлянд А.Д. Расчет испарения бензина с поверхности жидкой пленки при впрыске в двигатель с воспламенением от искры // Сб. «Двигатели внутреннего сгорания».- Вып. 22. – Харьков, 1973. – С.103-110.

50. Егоров Я.А., Спекторов Л.Г. К вопросу о смесеобразовании при впрыске бензина во впускной тракт двигателя // Сб. «Двигатели внутреннего сгорания». – Вып.27. – Харьков, 1978. – С.125-132.

51. Жуковин А.Т. Исследование закономерностей, влияющих на смесеобразование и испарение легкого топлива: Дисс. ...канд. техн. наук /Благовещенский с/х ин-т. – Владивосток, 1971. – 189 с.

52. Карпусь А.Т. Аэродинамика, потоки и движение жидкой фазы во впускном трубопроводе ДВС: Дисс. ... канд. техн. наук / Киевский автодорожный ин-т. – Киев, 1983. – 186 с.

53. Pierburg A. Vergaser Für Kraftfahrzeug Motoren. Düsseldorf, 1970. – 150 p.

54. Wittig S. u.a. Gemischaufbereitung und Wandfilmverhalten in Saugrohren // MTZ. – 1994. – 55. - №3. – p.160-166.

55. Wittig S. u.a. Sprühstrahl- und Wandfilmverhalten in Saugrohren von Ottomotoren // MTZ. – 1996. – 57. - №12. – p.688-699.

56. Lenz H.P. Mixture Formation in Spark-Ignition Engines. – Warrendale, PA: SAE, 1992. – 400 p.

57. Mikulic L.A. Sequentiele Einspritzstrategien für verbrauchsoptimierte Otto-motorkonzepte // MTZ. – 1990. – 51. - №7-8. – p.286-293.

58. Электронное управление автомобильными двигателями/ Покровский Г.П., Белов Е.А., Драгомиров С.Г. и др. – М.: Машиностроение, 1994. – 336 с.

59. Kashiwaya M., Nakagawa K., Okamoto Y. Fine Atomization Fuel Injector // Hitachi Rev. – 1990. – v.39. - № 5. – p.289-294.

60. Lo R.S., Matysiewicz E.J., Hotham G.A. Fuel Injector Atomization Measurement Using Laser Imaging Techniques // SAE Techn. Pap. Ser. – 1985. - №851673. – 14 p.

61. Kirwan J.E. a.o. Spray characteristics of throttle body fuel injection // SAE Techn. Pap. Ser. – 1989. - № 890318. – 12 p.

62. Posylkin M. a.o. Measurements of droplet velocity and size downstream of the moving valves of a four-valve-engine with manifold injection, operated under isothermal steady suction conditions // Trans. ASME J. Eng. Gas Turbines and Power. – 1997. – 119, №1. – p. 250-256.

63. Жуковин А.Т. Время полного испарения капель топлива во впускной системе карбюраторного двигателя // Тр. Благовещенского с/х ин-та. – Хабаровск – 1970. – Т.5, вып.3. – С.1-7.

64. Артамонов М.Д., Морин М.М., Обельницкий А.М. Испарение капель топлива в газовом потоке во впускном тракте ДВС //Сб. научн. тр. ВЗМИ «Токсичность ДВС». – М., 1977. – С.11-27.

65. Yamamoto N., Ohta T., Iwano H. An analysis on the behavior of fuel droplets in intake manifold // JSAE Rev. – 1985. – v.18. – p.5-11.

66. Ohta T., Yamamoto T., Iwano H. An investigation into the reduction of liquid fuel film in intake manifold // JSAE Rev. – 1987. – v.8. - №4. – p.20-25.

67. Norhiro S., Shoso H. Distribution of fuel liquid – film flow in intake pipe // JARI Techn. Mem. – 1972. – 34. - №4. – p. 331-335.

68. Matthes W.R., Mc Gill R.N. Effects of the degree of fuel atomization on single-cylinder engine performance // SAE Prepr. – 1976. - № 760117. – 18 p.

69. Finaly I.C. a.o. Distribution of air mass flowrate between the cylinders of a carburetted automotive engine //SAE Techn. Pap. Ser. – 1985. - №850180. – 10 p.

70. Tanaka Munenobu a.o. Применение лазерной техники для измерения перемещения топливной пленки по стенкам впускного тракта // Нихон кикай гаккай ромбунсю ≡ Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. – 1986. – В52, №478. – p. 2398-2403.

71. Servati H.B., Yuen W.W. Deposition of fuel droplets in horizontal intake manifolds and the behavior of fuel film flow on its walls // SAE Teshn. Pap. Ser. – 1984. - №840239. – 9 p.

72. Нисимура Ю.И. др. Запаздывание потоков в системе топливоподачи бензинового двигателя // Найнэн Кикан. – 1980. – т.19, №9. – С.9-18. (Пер. с японск. ВЦП №83/16769).

73. Bardon M.F., Rao V.K., Gardiner D.P. Intake manifold fuel film transient dynamics // SAE Techn. Pap. Ser. – 1987. - №870569. – 8 p.

74. Козловский В.В., Хавкин В.И. Исследование влияния жидкой фазы топлива во впускном трубопроводе на распределение смеси по цилиндрам двигателя. – В кн. «Рабочие процессы в ДВС» / Тезисы докладов Всесоюзн. научн. конф. в Москве 1-3 февр. 1978. – М., 1978. С. 111 – 113.

75. Кабиров Р.К., Морозов К.А., Черняк Б.Я. Характеристики топливной пленки при внешнем смесеобразовании // Сб. научн. тр. ВЗМИ «Токсичность ДВС». – М, 1982. – С.56-62.

76. Bamer F. Gemischaufbereitung bei einzelspritzung // BOSCH Techn. Ver. – 1984. – 7, №5. – p.220-226.

77. Nagaishi H. a.o. An analysis of wall flow and behavior of fuel in induction systems of gasoline engines // SAE Techn. Pap. Ser. – 1989. - №890837. – 7 p.

78. Nagaoka Makoto a.o. Исследование смесеобразования в двигателе с распределенным впрыском топлива // Nihon kikai gakkai ronbunshu ≡ Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. B. – 1997. – 63, №611. – p. 2557-2563.

79. Tanaka Munenobu, Watanabe Kenzo. Влияние длины впускного трубопровода на состав топливовоздушной смеси бензинового

двигателя // Нихон кикай гаккай ромбунсю  $\equiv$  Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. – 1986. – В52, №479. – р. 2729-2737.

80. Low S.C., Bernah P.C., Winterbone D.E. Transportation of liquid fuel droplets in the pulsation air flow within the S.I. engine intake manifold // SAE Techn. Pap. Ser. – 1981. - №810497. – 12 p.

81. Bauer W.D., Wenisch J., Heywood J.B. Averaged and time-resolved heat transfer of steady and pulsating entry flow in intake manifold of a spark-ignition engine // Int. J. Heat and Fluid Flow. – 1998. – 19, №1. – р.1-9.

82. Zhou Longbao, Yao Changgui, Yang Zhong. Minimization of inverse inlet flow and cosequent reduction in specific fuel consumption in gasoline engines // SAE Techn. Pap. Ser. – 1984. - №841093. – 10 p.

83. Kawasaki T., Kawabe R. Development of simulation technology on automobile fuel supply system // Hitachi Rev. – 1990. – v.39, №5. – р.295-298.

84. Стефановский Б.С., Реппих А.Т., Черничко А.С. Подогрев топливовоздушной смеси во впускном трубопроводе карбюраторного двигателя // Автомоб. пром-сть. – 1985. - №11. – С. 10-11.

85. Стефановский Б.С., Реппих А.Т., Пономаренко А.П. Подогрев топливовоздушной смеси на режимах глубокого дросселирования ДВС // Автомоб. пром-сть. – 1987. - №9. – С. 8-9.

86. Aquino C.F. The effect of local heating on A/F ratio control // SAE Techn. Pap. Ser. – 1982. - № 820411. – 6 p.

87. Заявка Великобритании № 2 319 561. МПК F 02М 31/13. Заявл. 26.11.96. Оpubл. 27.5.98.

88. Патент США № 5 159 915. МПК F02М 31/00. Заявл. 2.3.92. (приор. 5.3.91.). Оpubл. 3.11.92.

89. Coverdill R.E. a.o. The effects of throttle body injection on fuel/air distribution on a spark ignition engine // Combust. Sci. And Technol. – 1989.- 66, №4-6. – р.189-198.

90. Андреев В.И. и др. Некоторые проблемы смесеобразования в карбюраторных двигателях // Материалы Всесоюзн. научн. конф. «Процессы смесеобразования и сгорания в быстроходных ДВС». – М., 1973. – С. 116-123.

91. Бельтюков В.П., Киселев Б.А. Определение коэффициента расхода дроссельных заслонок ДВС // Автомоб. пром-сть. – 1983. - №6. – С.9-10.



92. Morris M.J., Dutton J.C. Compressible flowfield characteristics of butterfly valves // Trans. ASME J.Fluids Eng. – 1989. – 111, № 4. – p.400-407.

93. Бенедиктов А.Р., Цыплаков А.И., Чубаров В.С. Уменьшение гидравлических сопротивлений впускной системы двигателя с впрыском бензина // Тр. МАДИ. – 1978. – Вып. 162. – С.101-104.

94. Андреев В.И. О распределении антидетонатора циклопентандиенилтрикарбонила марганца (ЦТМ) по цилиндрам двигателя // Сб. «Автотракторные двигатели». – М., 1968. – С.285-293.

95. Fujieda M., Oyama Y. Analysis of mixture transport in intake manifold for carbureted engine // JSAE Rev. – 1984. - №13. – p.18-25.

96. Дмитриевский А.В., Тюфяков А.С. Бензиновые двигатели / М.: Машиностроение. - 1986. – 216 с.

97. Квайт С.М., Менделевич Я.А., Чижков Ю.П. Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей / М.: Машиностроение. - 1990. – 256 с.

98. Моисейчик А.Н. Пусковые качества карбюраторных двигателей. – М.: Машиностроение, 1968. – 136 с.

99. Motorsteuerungen für Benzinmotoren // R.Bosch GmbH. - Wladimir, April 1996. – 114 p.

100. Заявка Великобритании № 2 263 501. МПК F02M 31/125. НПК F1B. Заявл. 16.01.92. Оpubл. 28.07.93.

101. Заявка Германии № 19 535 744. МПК F02M 53/06. Заявл. 26.09.95. Оpubл. 27.03.97.

102. Патент Великобритании № 2 281 101. МПК F02M 31/125. НПК F1B. Заявл. 19.7.93. Оpubл. 22.2.95.

103. Эйдельсон Г.И., Остапенко В.И. Исследование распыла бензина акустической форсункой // Сб. «Двигатели внутреннего сгорания» /СибАДИ. – Омск, 1969. – Вып.1. – С.224-229.

104. Пажи Д.Г., Галустов В.С. Основы техники распыливания жидкостей. – М.: Химия, 1984. – 254 с.

105. Ультразвук: Энциклопедия / Гл. ред. Голямина И.П. – М.: Сов. Энциклопедия, 1979. – 400 с.

106. Namiyama K. a.o. Development of ultrasonic atomizer and its application to S.I. engines // SAE Techn. Pap. Ser. – 1989. - №890430. – 11 p.

107. Eigenbrod C., Poeschl G. Ultraschallvernebler als gemischbildner für ottomotoren im vergleich zu herkömmlichen einspritzdüsen // MTZ. – 1988. – 49, №7-8. – p. 297-302.

108. Tsurutani K. a.o. Development of a diesel fuel S.I. engine using an ultrasonic atomize // SAE Techn. Pap. Ser. – 1991. - №910667. – 7 p.

109. Yoshishige O. a.o. Powertrain control system for lean combustion engines // Hitachi Rev. – 1986. – 35, №3. – p.141-144.

110. Ревзин И.С. Экспериментальное исследование распада вертикальной струи жидкости в переменном электрическом поле. – Изв. ВУЗов. Энергетика. – 1974. - №5. - с. 104-107.

111. Ефимов Н.А., Звонов В.А., Ефимова Л.Я. Исследование влияния характера прикладываемого напряжения на истечение бензина. – Электронная обработка материалов. – 1979. - № 1. – с.45-47.

112. Ефимов н.А., Звонов В.А. Исследование влияния электрического поля на поверхностное натяжение бензинов при их истечении //Сб. «Двигатели внутреннего сгорания» / Харьков. – 1978. - №27. – с. 40-46.

113. Пат. США № 3 805 492. МПК F 02 M 27/04. Заявл. 5.07.73. Оpubл. 23.04.74.

114. Hetrick R.E., Parsons M.H. Electrospray for fuel injection // Automotive Engineering International. – 1998. - February. – p. 67-71.

115. Патент США №5 358 181. МПК F02M 69/08. НПК 239/409. Заявл. 22.3.93. Оpubл. 25.10.94.

116. Патент США №5 556 034. МПК F02M 69/04. НПК 239/417.3 Заявл. 5.12.94. Оpubл. 17.9.96.

117. Патент США №5 666 927. МПК F02M 23/00. НПК 123/533. Заявл. 26.7.96. Оpubл. 16.9.97.

118. Патент США №5 662 083. МПК F02D 41/16. НПК 123/339.27. Заявл. 9.10.96. Оpubл. 2.9.97.

119. Zhao F., Yoo J., Lay M. The spray structure of air-shrouded dual-stream port fuel injectors with different air-mixing mechanisms // Trans. ASME. J. Eng. Gas Turbines and Power. – 1998. – 120, №1. – p.217-224.

120. Витман Л.А., Кацнельсон Б.Д., Палеев И.И. Распыливание жидкости форсунками. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 264 с.

121. Neue Benzin-Direkteinspritzung // Auto, Mot. und Sport. – 1999. - №5. – p.9.

122. Michalek D.J., Peschke B.D., Evers L.W. Computational Design of Experiments for Compound Fuel Injector Nozzles // SAE Papers. – 1997. - № 971617. – 16 p.

123. Патент США № 4 771 948. МПК F02M 61/00. НПК 123/472. Заявл. 16.7.87. Приор. 19.8.86. Оpubл. 20.09.88.

124. Патент Великобритании № 2 207 463. МПК F02M 51/08. НПК F1B. Заявл. 1.8.87. Оpubл. 1.2.89.

125. Патент США № 5 156 130. МПК F02M 51/00. НПК 123/472. Заявл. 28.12.90. Приор. 28.12.89. Оpubл. 20.10.90.

126. Двигатели внутреннего сгорания. Т.1. Достижения в области развития ДВС / Серия «Итоги науки и техники». – М.: ВИНТИ, 1975. – 208 с.

127. Мехтиев Р.И., Талыбов М.А., Алиев А.А. Экспериментальное исследование показателей двигателя с впрыском бензина при различных давлениях и моментах подачи топлива // За технический прогресс. – 1972. - №1. – С.40-42.

128. Заявка Германии №19 707 764. МПК H05B 3/10. Заявл. 26.2.87. Оpubл. 4.9.97.

129. Гупта А., Лилли Д., Сайред Н. Закрученные потоки: Пер. с англ. – М.: Мир, 1987. – 588 с.

130. Алимов Р.З. Интенсификация массоотдачи с помощью закрученного потока // Журнал прикладной химии. – 1962. – Т.ХХV, вып. 3. - С.524-529.

131. Алимов Р.З. Тепло- и массообмен в трубах при вихревом движении двухфазного потока // Сб. «Тепло- и массоперенос» / Ин-т теплообмена АН СССР. – Минск, 1962. – С.198-205.

132. Ершов А.И., Гухман Л.М. К вопросу интенсификации процессов тепло- и массообмена при взаимодействии газожидкостных систем // Инж.-физ. журн. – 1966. – Т.10, №4. – С.552-556.

133. Халатов А.А., Боровский С.В. Использование закрученных потоков в теплообменных технологических процессах и аппаратах // Пром. теплотехника. – 1983. – Т.5, №4. – С.47-64.

134. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. – Киев: Наукова думка, 1989. – 192 с.

135. Бектемиров А.С., Собенников Е.М. Влияние вихревого движения заряда на детонационные требования бензинового двигате-

ля с высокой степенью сжатия // Сб. научн. тр. МАДИ «Совершенствование автотракторных ДВС». – М., 1985. – С.76-84.

136. Литвин Л.Я. Особенности рабочего процесса двигателей с искровым зажиганием при повышенной турбулентности заряда // Двигателестроение. – 1987. - №11. – С.7-9.

137. Бектемиров А.С., Собенников Е.М., Синельников Н.И. Влияние интенсивности вихревого движения заряда на показатели работы бензинового двигателя // Проблемы совершенствования рабочих процессов в ДВС. Тезисы докладов Всесоюзн. научн. конф. 4-6 февр. 1986 г. / МАДИ. – М., 1986. – С.61.

138. Вахошин Л.И., Сонкин В.И. «Эко-95» // Автомоб. пром-сть. – 1992. - №4. – С.11-13.

139. Пат. США № 5 533 483. МПК F02В 15/00. НПК 123/308. Заявл. 4.5.95. опубл. 9.7.96.

140. Пат. США № 5 435 283. МПК F02В 31/00. НПК 123/306. Заявл. 7.1.94. Опубл. 25.7.95.

141. Пат. США № 5 829 408. МПК F02В 31/00. НПК 123/308. Заявл. 23.7.97. Опубл. 3.10.98.

142. Пат. США № 5 267 543. МПК F02М 35/10. НПК 123/306. Заявл. 21.12.92. Опубл. 7.12.93.

143. Пат. США № 4 714 063. МПК F02В 31/00. НПК 123/308. Заявл. 16.9.86. Опубл. 22.12.87.

144. Пат. США № 5 575 248. МПК F01L 3/20. НПК 123/184.56. Заявл. 7.2.94. Приор. 5.2.93.(Япония). Опубл. 19.11.96.

145. Пинт К.А. Некоторые проблемы впускных систем карбюраторных двигателей // Сб. научн. работ «Пути повышения эксплуатационных показателей с/х тракторов и автомобилей / Благовещенск: Благовещенский с/х ин-т. – 1972. – Вып.1. – С.49-52.

146. Софронов К.М. Карбюрация в автомобильных двигателях. – М.-Л.: ОНТИ, 1933. – 115 с.

147. Свиридов Ю.Б., Скворцов В.А., Хермик Ф.Р. О показателях автомобиля ВАЗ-2102, оборудованного пленочно-испарительной системой питания, при испытаниях по ездовому циклу // Тр. ЦНИТА. – 1982. – Вып. 80. – С.3-11.

148. Свиридов Ю.Б., Скворцов В.А. О теплоотдаче к испаряющейся топливной пленке // Тр. ЦНИТА. – 1978. – Вып.72. – С.28-32.

149. Свиридов Ю.Б., Дроздовская Л.Ю. Новый способ высокоэффективного теплоподвода к текущим жидким пленкам многофракционного состава (моторным топливам) // Двигателестроение. – 1987. - № 10. – С.3-7.

150. А.с. СССР № 1 581 848. МПК F02M 17/00. Заявл. 11.2.86. Оpubл.30.7.90.

151. А.с. СССР № 1 337 543. МПК F02M 31/00. Заявл. 14.1.86. Оpubл. 15.9.87.

152. Пат. РФ № 2 036 326. МПК F02M 31/00. Заявл. 22.6.89. Оpubл. 27.5.95.

153. Китанин Э.Л., Пашенко Н.Н., Смирнов Ю.Г. Исследование тепло- и массообмена в системах пленочно-испарительного смесеобразования ДВС // Сб. научн. тр. ЛПИ «Рабочие процессы компрессоров и установок с ДВС». – 1983. - №394. – С.75-79.

154. Китанин Э.Л., Пашенко Н.Н., Смирнов Ю.Г. Влияние частичной закрутки потока воздуха на характеристики системы пленочно-испарительного смесеобразования в ДВС // Тр. ЛПИ. – 1985. - №411. – С.100-104.

155. А.с. СССР № 403871. МПК F02M 31/18. Заявл. 23.3.70. Оpubл. 26.10.73.

156. Кора R.D. Control of Automotive Exhaust Emission by Modifications of the Carburetion System // SAE Techn. Pap. Ser. – 1966. - №660114. – 15 p.

157. Пат. США № 4 580 544. МПК F02M 29/04. НПК 123/590. Заявл. 27.11.84. Оpubл. 8.4.86.

158. Система, уменьшающая токсичность отработавших газов //Автомоб. пром-сть США. – 1972. – Т.147. №4(16). – С.1-2.

159. Nonneman M. Auswirkungen der äußereu Gemischbildung auf den Verbrennungablauf in Viertakt-Ottomotoren // Osterreichische Ingenieur-Zeitschrift. – 1967. - №7. – p. 75-81.

160. Эккерт Э.Р., Дрейк Р.М. Теория тепло- и массообмена. – М.: Госэнергоиздат, 1961. – 240 с.

161. Гершман И.И., Пик О.К Исследование развития и испарения топливной пленки // Тр. НАМИ. – 1965. – Вып.75. – С.3-29.

162. Швец И.Т., Христич В.А. Экспериментальное исследование испарительной камеры сгорания // Тр. ЦИАМ. – 1959.- №346. – С.1-10.

163. Сергеев Г.И. К вопросу интенсификации массообмена при пленочном течении // Нефтепереработка и нефтехимия / Сб. тр. Нефтехим. – 1976. – Вып.11. – С.122-130.

164. Сергеев Г.И. Минимальная плотность орошения в пленочных аппаратах с гидродинамической закруткой пленки // Хим. технология. – 1991. - №5. – С.56-59.

165. Меркулов А.П., Стенгач С.Д. Исследование влияния вихревого карбюраторного смесеобразования на показатели работы двигателя ГАЗ-24Д // Тр. Куйбышевского авиац. ин-та. – 1973. – Вып.56. – С.117-125.

166. Меркулов А.П., Стенгач С.Д. Безмоторные исследования вихревого карбюратора // Тр. Куйбышевского авиац. ин-та. – 1969. – Вып.37. – С.137-146.

167. А.с. СССР № 989121. МПК F02M 17/34. Заявл. 3.4.81. Оpubл. 15.1.83.

168. А.с. СССР № 559031. МПК F02M 17/34. Заявл. 17.11.75. Оpubл. 22.10.77.

169. А.с. СССР № 850886. МПК F02M 17/34. Заявл. 16.11.79. Оpubл. 30.7.81.

170. А.с. СССР № 844799. МПК F02M 1/00. Заявл. 24.10.79. Оpubл. 7.7.81.

171. Стенгач С.Д. О целесообразности применения вихревого карбюраторного смесеобразования для ДВС // Тр. Куйбышевского авиац. ин-та. – 1973. – Вып.56. – С.36-44.

172. Стенгач С.Д. Исследование вихревого карбюраторного смесеобразования ДВС // Сб. «Некоторые вопросы исследования вихревого эффекта и его промышленного применения» / Куйбышев: КуАИ. – 1974. – С.99-106.

173. Стенгач С.Д., Пискунов А.Н., Филатов С.А. Вихревое смесеобразование и токсичность отработавших газов карбюраторного двигателя // Сб. «Вихревой эффект и его применение в технике» / Куйбышев: КуАИ. – 1976. – С.257-269.

174. Стенгач С.Д. Некоторые результаты экспериментального исследования испаряемости топлива в вихревом карбюраторе // Сб. «Вихревой эффект и его применение в технике» / Куйбышев: КуАИ. – 1981. – С.156-159.

175. Саврасов Р.М. Особенности смесеобразования в карбюраторе циклонного типа //Тр. Казахского н.-и. и проектн. ин-та автомоб. трансп. – 1976. – Вып.7. – С.121-125.

176. Саврасов Р.М. Исследование эффективности циклонного карбюратора при испытании автомобиля на топливную экономичность //Тр. Казахского н.-и. и проектн. ин-та автомоб. трансп. – 1978. – Вып.9. – С.146-152.

177. А.с. СССР №1574881. МПК F02M 17/00. Заявл. 11.4.88. Оpubл.30.6.90.

178. А.с. СССР №670738. МПК F02M 17/34. Заявл. 22.4.76. Оpubл. 30.6.79.

179. А.с. СССР №905505. МПК F02M 17/00. Заявл. 30.5.80. Оpubл. 15.2.82.

180. А.с. СССР №877102. МПК F02M 17/00. Заявл. 5.2.80. Оpubл.30.1.81.

181. А.с. СССР №1320483. МПК F02M 17/00. Заявл.30.9.85. опубл. 30.6.87.

182. А.с. СССР №731017. МПК F02M 17/34. Заявл. 26.1.77. Оpubл. 30.4.80.

183. А.с. СССР №1257270. МПК F02M 17/00. Заявл. 8.4.85. Оpubл. 15.9.86.

184. Климов В.И. Вихревой карбюратор для двухтактных двигателей с искровым зажиганием //Сб. «Вихревой эффект и его промышленное применение»/ Куйбышев: КуАИ. – 1981. – С.162-166.

185. Климов В.И. Исследование эффективности применения вихревого карбюраторного смесеобразования в двухтактных двигателях с искровым зажиганием //Сб. «Вихревой эффект и его промышленное применение»/Куйбышев: КуАИ. – 1981. – С.166-170.

186. Патент РФ № 2070656. МПК F02M 31/12. Заявл. 17.08.94. Оpubл. 20.12.96.

187. Заявка Германии № 19 624 368. МПК F02M 53/02. Заявл. 19.6.96. Оpubл. 2.1.98.

188. Paganelli J. PTC ceramic heaters in automotive controls // SAE Techn. Pap. Ser. – 1984. - №840143. – 8 p.

189. Дан П., Рей Д. Тепловые трубы. – М.: Энергия, 1979. – 272 с.

190. Vaporizer cuts exhaust pollutions // *Automot. Eng.* – 1973. – 81, №9. – p. 11.

191. Полупроводники на основе титаната бария. Пер. с японск. / Под ред. Окадзаки К. – М.: Энергия. – 1982. – 327 с.

192. Текстер-Проскуракова Г.Н. и др. Позисторы в нагревательных устройствах // *Приборы и системы управления.* – 1995. - №5. – С.27-30.

193. Банников В.В. Применение систем электроподогрева в автомобилях // *Автомоб. пром-сть США.* – 1992. - № 4-5. – С.14-18.

194. Пат. США № 4 756 294. МПК F02M 31/00. НПК 123/594. Заявл. 28.3.86. Оpubл. 12.7.88.

195. Пат. Франции № 2 661 951. МПК F02M 31/135. Заявл. 9.5.90. Оpubл. 15.11.91.

196. Частичный подогрев впускного тракта на двигателях Mercedes-Benz // *Автомоб. пром-сть США.* – 1992. - №6. – С.15-16.

197. Пат. Германии № 3 426 469. МПК F02M 31/12. Заявл. 18.7.84. Оpubл. 28.5.86.

198. Пат. Германии № № 921 739. МПК F02B 31/00. Заявл. 1.7.89. Оpubл. 8.11.90.

199. Пат. Франции № 2 661 952. МПК F02M 31/135. Заявл. 10.5.90. Оpubл. 15.11.91.

200. Пат. Великобритании № 2 245 652. МПК F02M 31/125. НПК F1B. Заявл. 5.6.91. Оpubл. 8.1.92.

201. Пат. США № 4 307 697. МПК F02M 29/00. НПК 123/590. Заявл. 28.7.80. Оpubл. 29.12.81.

202. А.с. СССР № 1 328 572. МПК F02M 29/02. Заявл. 23.1.86. Оpubл. 7.8.87.

203. Пат. Великобритании № 1 591 964. МПК F02M 29/14. НПК F1B. Заявл. 14.3.78. Оpubл. 1.7.81.

204. Пат. США № 4 515 138. МПК F02M 29/00. НПК 123/590. Заявл. 19.6.79. Оpubл. 7.5.85.

205. Hogan V.J. Turbulence created by vaned cone improves auto mileage / *Design News.* – 1978. – 34, №1. – p. 74-75.

206. Патент США № 5 611 315. МПК F02D 41/10. Заявл. 6.10.95. Оpubл. 18.3.97.

207. Патент США № 5 427 070. МПК F02M 51/00. Заявл. 4.5.94. Оpubл. 27.6.95.



208. Патент США № 5 690 074. МПК F02M 51/00. Заявл. 6.8.96. Оpubл. 25.11.97.

209. Бенедиктов А.Р. Исследование процессов смесеобразования во впускном тракте автомобильного двигателя при впрыске бензина: Дисс. ... канд. техн. наук / Моск. автодорожный ин-т. – М., 1976. – 226 с.

210. Спекторов Л.Г. Исследование процесса смесеобразования и разработка топливной аппаратуры для впрыска бензина во впускной тракт двигателя: Дисс. ... канд. техн. наук / Ленинградский с/х ин-т. – Ленинград-Пушкин, 1977. – 226 с.

211. Esperti R.V. Mathematical model of a throttle body fuel injection system // SAE Techn. Pap. Ser. – 1981. - №810449. – 12 p.

212. Kajitani S., Sawa N., Rhee K.T. Mixture preparation in a spark-ignition engine and its effect on engine performance and combustion characteristics // SAE Techn. Pap. Ser. – 1990. - №900711. – 10 p.

213. Ando T., Minoura M., Ito S. A study of fuel transport delay in intake manifold and A/F compensation strategy // JSAE Rev. – 1987. – v.8. - №1. – p. 28-33.

214. Miyagava H. a.o. Spray vaporization model for multi-component gasoline // JSAE Rev. – 1998. – v.19. - №4. – p. 299-304.

215. Benyettou F.M., Thelliez M. Modeling of unsteady multiphase flow in the intake manifold of spark ignition engines // SAE Techn. Pap. Ser. – 1991. - №910392. – 11 p.

216. Woschni G., Zeilinger K., Neugenbauer S. Das instationäre Betriebsverhalten von Ottomotoren-experimentelle Erfassung und rechnerische Simulation // MTZ. – 1999. – 60, №2. – p.106-112.

217. Хьюитт Дж., Холл-Тейлор Н. Кольцевые двухфазные течения. – М.: Энергия, 1974. – 408 с.

218. Дейч М.Е., Филиппов Г.А. Газодинамика двухфазных сред. – М.: Энергоиздат, 1981. – 472 с.

219. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения. – М.: Мир, 1972. – 440 с.

220. Андреев Е.И. Механизм тепломассобмена газа с жидкостью. – Л.: Энергоатомиздат, 1990. – 168 с.

221. Кутателадзе С.С., Стырикович М.А. Гидродинамика газожидкостных систем. – М.: Энергия, 1976. – 296 с.

222. Смутьский И.И. Аэродинамика и процессы в вихревых камерах. – Новосибирск: Наука, 1992. – 301 с.
223. Щукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. – М.: Машиностроение, 1982. – 200 с.
224. Кутателадзе С.С., Волчков Э.П., Терехов В.И. Аэродинамика и тепломассообмен в ограниченных вихревых потоках. – Новосибирск: Ин-т теплофизики СО АН СССР, 1987. – 282 с.
225. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Физматгиз, 1959. – 784 с.
226. Фабрикант Н.Я. Аэродинамика. Общий курс. – М.: Наука, 1964. – 816 с.
227. Физический энциклопедический словарь. /Гл. ред. А.М.Прохоров. – М.: Сов. Энциклопедия, 1984. – 944 с.
228. Аэродинамика закрученной струи /Под ред. Ахмедова Р.Б. – М.: Энергия, 1977. – 240 с.
229. Гольдштик М.А. Вихревые потоки. – Новосибирск: Наука, 1981. – 366 с.
230. Штым А.Н. Аэродинамика циклонно-вихревых камер. – Владивосток: дальневосточный ун-т, 1985. – 199 с.
231. Гольдштик М.А. Вихревые процессы и явления. – Новосибирск, 1990. – 68 с. – (Препр./ АН СССР, Сиб. отд-ние, Ин-т теплофизики; № 221).
232. Милович А.Я. Теория динамического взаимодействия тел и жидкости. – М.: Изд-во литературы по архитектуре и строительству, 1966. – 313 с.
233. Дикарев В.И. Справочник изобретателя. – СПб.: Изд-во «Лань», 1999. – 352 с.
234. Уоллис Г.Б. Теоретические модели газожидкостных течений (обзор) // Теоретические основы инженерных расчетов. - 1982. – Т.104. - №3. – С.94-99.
235. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. Ч.2. – М.: Наука, 1987. – 360 с.
236. Андреевский А.А. Волновое течение тонких слоев вязкой жидкости // Сб. / Температурный режим и гидравлика парогенераторов. Л.: Наука, 1978. – С.181-230.

237. Лыков А.В. Тепломассообмен: Справочник. 2-е изд. – М.: Энергия, 1978. – 480 с.
238. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974. – 712 с.
239. Бояджиев Х., Бешков В. Массоперенос в движущихся пленках жидкости: Пер. с англ. – М.: Мир, 1988. – 136 с.
240. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. - 4-е изд. М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
241. Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача. М.: Высш. шк. 1988. – 479 с.
242. Левич В.Г. Физико-химическая гидродинамика. 2-е изд. – М.: Физматгиз, 1959. – 699 с.
243. Кутателадзе С.С., Накоряков В.Е. Тепломассообмен и волны в газожидкостных системах. Новосибирск: Наука, 1984. – 302 с.
244. Лойцянский Л.Г. Ламинарный пограничный слой. М.: Физматгиз. 1962. – 480 с.
245. Дытнерский Ю.И., Борисов Г.С. Исследование массообмена в жидкой фазе // Сб. / Процессы хим. технологии Гидродинамика, тепло- и массопередача. Под ред. Позина М.Е. – М.: Наука, 1965. – С.266-270.
246. Кафаров В.В. Основы массопередачи. – М.: Высш. шк. , 1979. – 439 с.
247. Франк-Каменецкий Д.А. Диффузия и теплопередача в химической кинетике. – М.: Наука, 1987. – 490 с.
248. Брагинский Л.Н., Бегачев В.И., Барабаш В.М. Перемешивание в жидких средах: Физические основы и инженерные методы расчета. – Л.: Химия, 1984. – 336 с.
249. Сергеев А.Д., Николаев Н.А., Николаев А.М. О влиянии молекулярной диффузии на массоотдачу в пленке жидкости // Тр. Казанск. хим.-технолог. ин-та / тепло- и массообмен и хим. машиностроение. – Казань, 1972. – С.39-46.
250. Накоряков В.Е. и др. Течение тонких пленок жидкости // Сб. / Волновые процессы в двухфазных системах. – Новосибирск: Ин-т теплофизики СО АН СССР. – 1975. – С.129-206.
251. Конобеев Б.И. и др. Массообмен в тонких пленках жидкости // Докл. АН СССР. – 1957. Т.117. - №4. – С.671-674.

252. Тананайко Ю.М., Воронцов Е.Г. Методы расчета и исследования пленочных процессов. – Киев: Техніка, 1975. – 312 с.

253. Воронцов Е.Г., Тананайко Ю.М. Теплообмен в жидкостных пленках. – Киев: Техніка, 1972. – 196 с.

254. Косырев В.М., Герцен Ю.И., Живайкин Л.Я. Модель турбулентного теплообмена в стекающей пленке жидкости при наличии касательных напряжений на ее свободной поверхности. // Тезисы докл. / Теплообменное оборудование – 88. – М., 1988. – С.123-124.

255. Забрудский В.Т. и др. Измерение перепада давления при двухфазном пленочном течении в режиме восходящего прямотока / Журн. прикл. химии. – 1978. – Т. LI. Вып. 6. – с. 1335-1339.

256. Агеев С.Е. Течение жидкой пленки в спутном потоке при воздействии внешних факторов // Прикладная механика и техническая физика. – 1992. - №5 (195). – С. 65-70.

257. Филиппов Г.А., Поваров О.А., Васильченко Е.Г. Экспериментальное исследование волновых режимов течения жидких пленок в спутном газовом потоке // Теплоэнергетика. – 1978. - №5. – С. 31-34.

258. Чернухин В.А. Экспериментальное определение толщины жидкостной пленки и величины «капельного уноса», возникающего под действием скоростного газового потока // Изв. ВУЗов. Машиностроение. – 1965. - №4. – С.107-112.

259. Живайкин Л.Я., Волгин Б.П. Определение величины уноса жидкости с поверхности пленки газовым потоком // Инженерно-физический журнал. – 1961. – Т.IV, №8. – С.114-116.

260. Тимошенко В.И., Кнышенко Ю.В., Щербаков В.И. Определение гидравлических потерь при движении двухфазного потока в горизонтальном трубопроводе //Изв. ВУЗов. Энергетика. – 1990. - №9. – С.81-85.

261. Чепурной М.Н., Шнайдер В.Э., Синюк Н.И. Закономерности нисходящего дисперсно-кольцевого течения // Инженерно-физический журнал. – 1987. – Т.52, №6. – С.925-929.

262. Чернухин В.А. Исследование течения пленки жидкости при взаимодействии ее с нестабилизированным потоком газа // Изв. ВУЗов. Машиностроение. – 1962. - №8. – С.149-155.

263. Троянkin Ю.В., Балувев Е.Д. Аэродинамическое сопротивление и совершенство циклонной камеры //Теплоэнергетика. – 1969. - №6. – С.29-32.

264. Тагер С.А. Расчет аэродинамического сопротивления циклонных камер сгорания // Теплоэнергетика. – 1971. - №7. – С.88-91.

265. Алимов Р.З Гидравлическое сопротивление и тепло- и массообмен в закрученном потоке // Теплоэнергетика. – 1965. - №3. – С.81-85.

266. Халатов А.А., Щукин В.К., Летагин В.Г. Локальные и интегральные параметры закрученного течения в длинной трубе // Инженерно-физический журнал. – 1977. – Т.XXXIII, №2. – с. 224-232.

267. Ахмедов Р.Б. Интегральные и локальные характеристики закрученного воздушного потока // Газовая промышленность. – 1965. -№12. – С.27-33.

268. Vatistas G.H. a.o. The aerodynamic resistance of vortex chambers // Front. Fluid Mech.: Proc. Beijing Int. Conf. Fluid Mech., 1987. – Oxford etc. – p.1045-1049.

269. Гортышев Ю.Ф., Щукин В.К., Халатов А.А. Массоотдача с поверхности канала в закрученный поток / Изв. ВУЗов. Авиационная техника. – 1974. - №1. – С. 100-105.

270. Шияев М.И., Дорохов А.Р., Богер А.Ф. Теплообмен к закрученному потоку газа в трубе с пленкой жидкости на стенке // Сибирский физ.-техн. журнал. – 1992. – Вып.5. – С.49-55.

271. Вырубов Д.Н. Испарение топлива // Сб. «Камеры сгорания авиационных ГТД» / М., 1957. – С.178-194.

272. Дубовкин Н.Ф. Справочник по углеводородным топливам и их продуктам сгорания. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 288 с.

273. Стырикович М.А., Ламден Д.И., Костановская М.Е. Тепло-массообмен при кратковременном контакте жидкой капли с сильно перегретой поверхностью // Теплофизика высоких температур. – 1984. - №6.- С.1158-1165.

274. Mizomoto M., Hayano H., Ikai S. Evaporation and ignition of a fuel droplet on a hot surface // Bull. JSME. – 1978. – V.21., №162. – P.1765-1779.

275. Ueda T., Enomoto T., Kanetsuki M. Heat transfer characteristics and dynamic behavior of saturated droplets impinging on a heated vertical surface // Bull. JSME. – 1979. – V.22, №167. – P.724-732.

276. Васильев Н.И. и др. Взаимодействие капель жидкости с нагретой поверхностью // Теплообмен – ММФ / Тезисы докла-

дов. Минский междунар. форум 24-27 мая 1988г. – Секция 4. Тепло-массообмен в двухфазных системах. – Минск, 1988. – С.49-51.

277. Katsura N. a.o. Characteristics of a diesel spray impinging on a flat wall // SAE Techn. Pap. Ser. – 1989. - №890264. – 10 pp.

278. Tamura Z., Tanasava Y. Evaporation and combustion of a drop contacting with a hot surface / Seventh Symp. (Int.) on Combustion. – London, 1959. – P.509-522 (Рус. перевод в сб.: Вопросы горения. Материалы VI и VII Междунар. симпозиумов по горению. Пер. с англ. / М.: Госметаллургиздат, 1963. – С.160-173).

279. Xiong T.Y., Yuen M.C. Evaporation of a liquid droplet on a hot plate // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1991. – V.34, №7. – P. 1881-1894.

280. Камзолов Е.П. Исследование процесса воспламенения и сгорания топлива при испарении его с нагретой поверхности // Изв. ВУЗов. Машиностроение. -1961.- № 4.- С.124-132.

281. Свиридов Ю.Б., Бердин В.А. Особенности образования и движения пленок моторных топлив в воздушном канале // Труды ЦНИТА.- 1968.- Вып. 37. - С. 3-18.

282. Семенов Б.Н., Мухаметжанов С.Г. Методика экспериментального исследования процессов топливоподачи и смесеобразования применительно к дизелям путем непосредственной и теневой кино-съемок // Труды ЦНИТА.- 1969.- Вып. 59.- С. 24-34.

283. Мухаметжанов С.Г. Экспериментальное исследование взаимодействия топливного факела со стенкой применительно к объемно-пленочному смесеобразованию в дизеле // Тр. ЦНИДИ. – 1968. – Вып.58. – С. 80-87.

284. Приходько А.М. Исследование испарения капель моторных топлив и ВТЭ с нагретой поверхности // Двигателестроение. - 1991.- № 5. - С. 5-7.

285. Nagaoka M., Kamazoe H., Nomura N. Modeling fuel spray impingement on a hot wall for gasoline engines // SAE Paper 940525. - 1994.- P.878-896.

286. Кукушкин В.Л. и др. Экспериментальная установка и методика исследования дизельного факела с помощью голографии // Тр. ЦНИТА. – 1983. – Вып. 81. – С.3-8.

287. Скрипкин С.П., Дагаев Г.И. Экспериментальная установка для определения времени испарения бензина на горячей поверхности

// Труды Всесоюзн. с/х ин-та заочн. образования. - 1974.- Вып. 83.- С.154-157.

288. Скрипкин С.П., Дагаев Г.И. Исследование времени испарения бензина на горячей поверхности при впрыске топлива // Труды Всесоюзн. с/х ин-та заочн. образования. - 1974.- Вып. 83.- С.158-161.

289. Коротков П.А., Лондон Г.Е. Динамические контактные измерения тепловых величин. -Л.: Машиностроение, 1974. – 224 с.

290. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. – М.: Машиностроение, 1981. – 184 с.

291. Пешехонов Н.Ф. Приборы для измерения давления, температуры и направления потока в компрессорах. – М.: Оборонгиз, 1962. – 184 с.

292. Петунин А.Н. Измерение параметров газового потока. – М.: Машиностроение, 1974. – 260 с.

293. Повх И.Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. – Л.: Машиностроение, 1974. – 480 с.

294. Черняк Б.Я., Андреев В.И., Горячий Я.В. К исследованию распределения топлива по цилиндрам двигателя с многокамерным карбюратором // Тр. ЦНИТА. – 1970. – Вып. 45. – С.55-61.

295. Bockelmann W., Graewerr G., Burghardt H.-M. Untersuchung der Leerlaufqualität von Ottomotoren. Teil 1. / MTZ: Motortechn.Z. – 1990.-51, №10.- p.426-430.

296. Bockelmann W., Graewerr G., Burghardt H.-M. Untersuchung der Leerlaufqualität von Ottomotoren. Teil 2. / MTZ: Motortechn.Z. – 1990.-51, №12.- p.568-575.

297. Лукин А.М., Хавкин А.И., Хавкин В.И. Способ определения идентичности последовательных циклов // Двигателестроение. – 1981. - №7.- С.5-7.

298. Лукин А.М., Хавкин В.И. Способ оценки устойчивости работы ДВС по неравномерности угловой скорости вращения коленчатого вала // Двигателестроение. – 1984. -№2. – С.17-19.

299. Отставнов А.А., Гребенников А.С. Оценка неравномерности работы цилиндров двигателя внутреннего сгорания по неравномерности скорости вращения коленчатого вала // В кн.: Повышение эффективности использ. автомоб. трансп. – Саратов, 1978. – С.68-79.

300. Гребенников А.С. Способ диагностирования неравномерности работы цилиндров поршневого ДВС // Двигателестроение. – 1983. – №10. – С.27-29.
301. Iwamoto A., Sato K. resent single-point injection system // JSAE Rev. – 1988. – v.9, №1. – P.22-28/
302. Bowler L.L. Throttle body fuel injection (TBI) – an integrated engine control system // SAE Paper 800164. - 1980.- 13 pp.
303. Wilkinson T. Honda's clever new TBI system // Motor (USA). – 1988. – 169, №3. – P.49-51.
304. Toyoda T., Inoue T., Aoki K. Single point electronic injection system// SAE Paper 820902. - 1982.- 5 pp.
305. Knapp H., Lembke M. A new low pressure single point gasoline injection system // SAE Paper 850293. - 1985.- 9 pp.
306. Takeda K. a.o. Toyota central injection system for lean combustion and high transient response // SAE Paper 851675. - 1985.- 8 pp.
307. Пат. США № 4 513 720. МПК F02М 61/14. НПК 123/470. Заявл. 20.07.83. Оpubл. 30.04.85.
308. Пат. США № 4 572 128. МПК F02М 3/00. НПК 123/339. Заявл. 12.09.84. Оpubл. 25.02.86.
309. Пат. США № 4 356 801. МПК F02М 9/08. НПК 123/337. Заявл. 02002.81. Оpubл. 02.11.82.
310. Белов П.М. и др. Двигатели армейских машин. Ч.2. Конструкция и расчет. – М., 1972. – 568 с.
311. Bartsh C. Die Suche nach dem Motor ohne Schadstoffe // Antriebstechnik. – 2000. – 39, №12. – P. 34-37.
312. Ахмедов Р.Б. Интенсивность крутки воздушного потока в вихревых горелках // Теплоэнергетика. – 1962. - №6. 0 С.9-12.
313. Первов А.А. Исследование устройств для снижения сопротивления циклонов // Обеспыливающие устройства промышленной вентиляции / Материалы семинара. – М.1970. – С. 101-105.
314. Вихерт М.М., Грудский Ю.Г. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей. – М., 1982. – 148 с.
315. Борецкий Б.М., Гватадзе В.Е. Математическая модель спирального впускного канала крышки цилиндра ДВС // Двигателестроение. – 1991. - №12. – С.15-18.



316. Гальговский В.Р., Каракулина И.Ф., Вихерт М.М. О движении воздуха в цилиндре дизеля с камерой сгорания типа ЯМЗ // Тр. НАМИ. – 1972. – Вып.140. – С.3-23.

317. Троянкин Ю.В. Аэродинамика и сепарация расплава в циклонных установках // Циклонные плавильные энерготехнологические процессы. – М., 1963. – 356 с.

318. Huachen P., Shiyang Z. Measurement of streamwise vorticity using a vane vorticity meter // Int. J. Heat and Fluid Flow. – 1987. – v.8, №1. – P.72-75.

319. Гватадзе В.Е., Борецкий Б.М. Повышение экономичности высокооборотных дизелей за счет оптимизации впускных каналов // Обзор. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1990. – 32 с.

320. Идельчик И.Е. О методике экспериментального определения гидравлического сопротивления циклонов // Водоснабжение и санитарная техника. – 1969. - №8. – С. 21-25.

321. Идельчик И.Е. Гидравлическое сопротивление циклонов, его определение, величина и пути снижения // Механическая очистка промышленных газов: Сб. – М., Машиностроение, 1974. – С. 135-158.

322. Ахмедов Р.Б., Рашидов Ф.К. Роль конструктивных элементов вихревых горелочных устройств в закрутке воздушного потока // Газовая промышленность. – 1967. - №3. – С.42-44.

323. Альтшуль А.Д., Калицун В.И. О коэффициенте сопротивления конфузоров // Изв. ВУЗов. Энергетика. – 1960. - №7. – С.116-120.

324. Яблоник Р.М., Афросимова В.Н., Волошин С.А. Устойчивость пленочного течения применительно к условиям работы смесеобразующих устройств камер сгорания ГТД (обзор) // Тр. ЦНИТА. – 1983. – вып.81. – С.88-94.

325. Тихомиров Г.З. Исследование процесса взаимодействия струи топлива со стенкой при впрыске в цилиндрическую камеру // Тр. ЦНИТА. – 1983. – вып.81. – С.9-14.

326. Баев В.К., Бузуков А.А., Тимошенко Б.П. Воспламенение в условиях взаимодействия струи топливовоздушной смеси со стенкой камеры сгорания дизеля // Физика горения и взрыва. – 1995. – Т.31, №1. – С.7-17.

327. Пат. США № 5 671 713. МПК F 02 В 31/00. НПК 123/308. Заявл. 21.05.96. Приор. 9.03.95 (Япония). Опубл. 30.09.97.

328. Заявка ЕПВ № 1 088 975. МПК F02B 31/00. Заявл. 9.07.93. Оpubл. 4.04.01.

329. Пат. США № 4 793 306. МПК F 02M 23/04. НПК 123/308. Заявл. 16.12.86. Оpubл. 27.12.88.

330. Пат. США № 5 924 398. МПК F02M 29/00. НПК 123/184.21. Заявл. 6.10.97. Оpubл. 20.07.99.

331. Пат. США № 5 960 759. МПК F02B 31/00. НПК 123/308. Заявл. 17.11.97. Оpubл. 5.10.99.

332. Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями /Под ред. Д. Хиллиарда, Дж. Спрингера; Пер. с англ. – М.: Машиностроение – 1988. – 504 с.

333. Франк-Каменецкий Д.А. Диффузия и теплопередача в химической кинетике. – М.-Л., Изд-во АН СССР. – 1947. – 367 с.

334. Итоги науки и техники. Серия «Двигатели внутреннего сгорания». Т.4. Автомобильные двигатели /Лурье В.А. и др. – М., ВИНТИ. – 1985. – 282 с.

## СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

$C_f = \frac{2\tau}{\rho u_0^2}$  - безразмерный коэффициент трения;

$\tau$  - время (с) или касательное напряжение трения (Н/м<sup>2</sup>);

$\tilde{u}$  - пульсационная скорость, м/с;

$u_*$  - динамическая скорость трения, м/с;

$\mu$  - коэффициент динамической вязкости среды, Па·с;

$\nu$  - коэффициент кинематической вязкости потока, м<sup>2</sup>/с;

$\beta$  - коэффициент массоотдачи (м/с); угол схода конфузора (град.);

$\beta_0$  - объемный коэффициент массоотдачи, с<sup>-1</sup>;

$\gamma$  - коэффициент переноса импульса, м/с;

$\lambda$  - коэффициент теплопроводности среды, Вт/м·К;

$\nu_T$  - коэффициент турбулентной вязкости, м<sup>2</sup>/с;

$a_T$  - коэффициент турбулентной температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;

$\Delta P$  - перепад давления, МПа (кПа);

$\rho$  - плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;

$u_1$  - скорость на границе вязкого подслоя, м/с;

$v_x, v_y, v_z; u_x, u_y, u_z$  - составляющие скорости потока по осям x, y, z, м/с;

$\bar{\delta}$  - средняя толщина пленки жидкости, м;

$\delta_1$  - толщина вязкого подслоя (динамического пограничного слоя с профилем скорости, близким к линейному), м;

$\delta_n$  - толщина динамического пограничного слоя на начальном участке течения пленки, м;

$\delta$  - толщина динамического пограничного слоя, м;

$\delta_D$  - толщина диффузионного (концентрационного) подслоя, м;

$\delta_T$  - толщина теплового подслоя, м;

$\omega$  - угловая скорость, рад/с;

$\varphi$  - угол закрутки потока (движения пленки) в канале, град. (рад.);

$\alpha$  - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$D, d$  - диаметр, м;

$D$  - дисперсия;

$D_M$  - коэффициент молекулярной диффузии, м<sup>2</sup>/с;

$D_T$  – коэффициент турбулентной диффузии, м<sup>2</sup>/с;  
 $d_{\text{э}}$  – эквивалентный диаметр трубопровода, м<sup>2</sup>;  
 $d_{\text{к}}$  – диаметр канала смесительной камеры, м (см, мм);  
 $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  
 $g_{\text{е}}$  – удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч);  
 $g_{\text{в}}$  – цикловое наполнение цилиндров двигателя воздухом, мг/цикл;  
 $G_{\text{уд}}$  – удельная масса двигателя, кг/кВт;  
 $j$  – удельный поток вещества, кг/м<sup>2</sup>;  
 $L, l$  – длина, м;  
 $q$  – удельный поток тепла, Дж/м<sup>2</sup>;  
 $S$  – площадь, м<sup>2</sup>;  
 $V, u$  – скорости потока, м/с;  
 $W$  – объем, м<sup>3</sup>;  
 $x, y, z$  – координаты в продольном, поперечном и вертикальном направлениях, м;  
 $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м;  
 $\tau_t$  – поток импульса в турбулентном пограничном слое, м/с;  
 $a$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;  
 $P, p$  – давление, МПа (кПа);  
 $C$  – концентрация вещества, кг/м<sup>3</sup>;  
 $C_o$  – концентрация вещества в ядре потока, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\omega_x, \omega_y, \omega_z$  – составляющие угловой скорости потока по осям  $x, y, z$ , рад/с;  
 $C_p$  – удельная теплоемкость среды при постоянном давлении, Дж/(кг·К);  
 $\bar{u}_{\text{нл}}$  – средняя скорость жидкостной пленки, м/с;  
 $C_{\text{ст}}$  – концентрация вещества на стенке канала, кг/м<sup>3</sup>;  
 $T$  – температура, °С (К);  
 $T_o$  – температура среды в ядре потока, °С;  
 $T_{\text{ст}}$  – температура стенки, °С;  
 $Eu = \frac{2\Delta p}{\rho_{\text{в}} \cdot u_{\text{вых}}^2}$  – критерий Эйлера;  
 $Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu \cdot C_p \cdot \rho}{\lambda}$  – критерий Прандтля;  
 $Re_{\text{нл}} = \frac{\bar{u}_{\text{нл}} \cdot d_{\text{э}}}{\nu}$  – критерий Рейнольдса для пленочного течения;

$Re = \frac{u \cdot d}{\nu}$  - критерий Рейнольдса;

$Sc = \frac{\nu}{D_M}$  - критерий Шмидта;

$Sh_x = \frac{\beta \cdot x}{D_M}$  - критерий Шервуда (локальный);

$St_T = \frac{\alpha}{\rho \cdot C_p \cdot u_o}$  – тепловой критерий Стентона;

$St_D = \frac{\beta}{u_o}$  - диффузионный критерий Стентона;

$Nu_x = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda}$  - критерий Нуссельта (локальный).

### **Индексы**

*l* – параметры, относящиеся к динамическому пограничному слою;

*v* – параметры, относящиеся к воздуху;

*vx* – параметры, относящиеся к входу (в канал, в камеру и т.п.);

*вых* – параметры, относящиеся к выходу (из канала, из камеры и т.п.);

*г*- газ, газовая (паровая) фаза;

*г-ж* – значения параметров на границе раздела фаз;

*ж*- жидкость;

*з* – параметры, относящиеся к закрутке потока;

*к* – параметры, относящиеся к каналу или камере;

*о* – основной поток;

*п* – параметры, относящиеся к поверхности;

*пл* – параметры, относящиеся к пленке;

*ст* – параметры на стенке канала;

*T* – параметры, относящиеся к турбулентному течению или к топливу;

*тр* – параметры, относящиеся к трению;

*ф* – параметры, относящиеся к межфазной поверхности.

## СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

- СН* – углеводороды;  
*СО* – оксид углерода;  
*Hg* – ртуть;  
*NO<sub>x</sub>* – оксиды азота;  
БТ – блок топливоподачи;  
ВК – вихревая камера;  
ДАД – датчик абсолютного давления (во впускном трубопроводе);  
ДВС – двигатель внутреннего сгорания;  
ДПД – датчик положения дроссельной заслонки;  
ЗУ – закручивающее устройство;  
КПД – коэффициент полезного действия;  
МДЗ – модулятор дроссельной заслонки (регулятор х.х.);  
мм Hg – миллиметры ртутного столба;  
НВТ – непосредственный впрыск топлива;  
ОГ – отработавшие газы;  
ОЖ – охлаждающая жидкость;  
ПВ СК – пленочно-вихревая смесительная камера;  
ПВС – пленочно-вихревая система;  
ПР – пневматическое распыливание;  
ПРК – пропорциональный регулирующий клапан (регулятор х.х.);  
ПС – пограничный слой;  
ПСК – прямоточная смесительная камера;  
РВ – расходомер воздуха;  
РВТ – распределенный впрыск топлива;  
СВТ – система(ы) впрыска топлива;  
СК – смесительная камера;  
ТВС – топливовоздушная смесь;  
ТК – тангенциальные каналы;  
ТКС – температурный коэффициент сопротивления;  
х.х. – холостой ход;  
ХК – хромель-копель;  
ЦВТ – центральный впрыск топлива.

*Научное электронное издание*

ДРАГОМИРОВ Сергей Григорьевич  
ДРАГОМИРОВ Михаил Сергеевич

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ВНЕШНЕГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ  
В АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ С ВПРЫСКОМ БЕНЗИНА

Монография

*Издается в авторской редакции*

**Системные требования:** Intel от 1,3 ГГц; Windows XP/7/8/10;  
Adobe Reader; дисковод DVD-ROM.

**Тираж 25 экз.**

Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых  
Изд-во ВлГУ  
rio.vlgu@yandex.ru

Кафедра тепловых двигателей и энергетических установок  
ds33@bk.ru