МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

РЕЦЕНЗИЯ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

Квалификационная работа выполнена

Студентом Мацулевичем Михаилом Андреевичем

Факультет Автотракторный

Кафедра «ДВС» Группа АТ-274

Направление подготовки /специальность 13.04.03 Энергетическое машиностроение
(код) (наименование)

Наименование темы «Исследование влияния профиля впускного и выпускного кулачков двигателя 4Ч 8,2/7,56 с газотурбинным наддувом»

Рецензент Леванов Игорь Геннадьевич, ФГБОУ ВПО «ЮУрГУ» (НИУ), доцент кафедры «АТиСА», кандидат технических наук.

(Фамилия, И., О., место работы, должность, ученое звание, ученая степень)

ОЦЕНКА ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Показатели[1]	Оценка				
	5	4	3	2	*
1 Актуальность тематики работы	+				
2 Степень полноты обзора состояния вопроса и корректность постановки задачи		+			
3 Уровень и корректность использования в работе методов исследований, математического моделирования, инженерных расчетов	+				
4 Степень комплексности работы	+				
5 Ясность, четкость, последовательность и обоснованность изложения	+				
6 Применение современного математического и программного обеспечения, компьютерных технологий в работе	+				
7 Качество оформления пояснительной записки (общий уровень грамотности, стиль изложения, качество иллюстраций, соответствие требованиям стандартов)	+				
8 Объем и качество выполнения графического материала, его соответствие тексту записки и стандартам		+			
9 Оригинальность и новизна полученных результатов, научных, конструкторских и технологических решений	+				

* трудно оценить.

[1] Перечень показателей может быть изменен в соответствии с требованиями к содержанию, объему и структуре ВКР (п. 3.2 утвержденной программы ГИА по ФГОС ВО (3.4 по ФГОС ВПО)).

Отмеченные достоинства: Автором оценено влияние профилей впускного и выпускного кулачков и фаз газораспределения двигателя 4Ч 8,2/7,56 с газотурбинным наддувом. Предложены фазы газораспределения двигателя 4Ч 8,2/7,56, форсированного газотурбинным наддувом при его использовании в качестве энергетической установки автомобилей Lada 4x4, Lada Largus, Lada Xray и их модификаций.

Отмеченные недостатки: Обзор состояния вопроса по теме работы проведен не достаточно полно. Отсутствует проработка конструкции при проектировании, вследствие недостаточности сведений обо всех конструктивных особенностях разрабатываемых деталей.

Заключение [2] Работа соответствует направлению подготовки, выполнена на достаточно высоком техническом уровне, может быть оценена на «Отлично», её автор Мацулевич М.А. заслуживает присвоения степени магистра по направлению энергетическое машиностроение.

Рецензент Леваков И.Г. 20.06 2016 г.
(подпись) (дата)

С рецензией на ВКР ознакомлен.

Студент _____ / М.А. Мацулевич / Дата « 20 » 06 2016 г.
подпись И.О. Фамилия

[2] Указывается оценка выпускной квалификационной работы и рекомендации о присвоении выпускнику соответствующей квалификации.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

ОТЗЫВ РУКОВОДИТЕЛЯ ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Квалификационная работа выполнена

Студентом Мацулевич Михаил Андреевич

Факультет Автотракторный

Кафедра «ДВС» Группа АТ-247

Направление подготовки /специальность 13.04.03 Энергетическое машиностроение
(код) (наименование)

Руководитель Лазарев Евгений Анатольевич, ФГБОУ ВПО «ЮУрГУ» (НИУ), профессор кафедры «ДВС», доктор технических наук.
(Ф.И.О., место работы, должность, ученое звание, ученая степень)

Работа проверена на заимствование[1]. Оценка оригинальности работы 70,82 %.

Характеристика работы студентки в период подготовки ВКР[2]: При выполнении выпускной квалификационной работы Мацулевич М.А. проявил себя как организованный и дисциплинированный студент. За время написания магистерской диссертации не нарушал календарный график, проявил умение самостоятельно решать технические задачи и организовывать свою трудовую деятельность.

Отмеченные достоинства[3]: В работе предложены законы движения впускных и выпускных клапанов и фазы газораспределения двигателя 4Ч 8,2/7,56, позволяющие увеличить крутящий момент в области низких и средних частот вращения коленчатого вала при форсировании энергетической установки газотурбинным наддувом.

[1] К отзыву прилагается отчет о проверке на заимствования с оценкой оригинальности работы, который формируется в личном кабинете сотрудника в ИАС «Универис».
[2] Указываются степень самостоятельности, проявленная обучающимся при выполнении ВКР, умение организовать свой труд, соблюдение календарного графика и т.д.
[3] Указываются наличие публикаций, выступлений на конференциях, оригинальность принятых решений и т.д.

Отмеченные недостатки: В обзорной главе не достаточно полно изложен анализ состояния вопроса. При моделировании внешних скоростных характеристик не учитывались жесткости элементов механизма газораспределения.

Заключение[4] Магистерская диссертация соответствует направлению подготовки и требованиям, предъявляемым к такого рода работам, выполнена высоком техническом уровне и может быть оценена на «Отлично». Её автор Мацулевич Михаил Андреевич заслуживает присвоения степени магистра по направлению энергетическое машиностроение.

Руководитель _____ 20 июня 2016 г.
(подпись) (дата)

С отзывом руководителя ВКР ознакомлен.

Студент _____ / М.А. Мацулевич / Дата « 20 » 06 2016 г.
подпись И.О. Фамилия

[4] Указываются степень освоения студентом образовательной программы согласно п. V образовательного стандарта, оценка работы и рекомендации о присвоении выпускнику соответствующей квалификации.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(национальный исследовательский университет)
Факультет: Автотракторный
Кафедра: «Двигатели внутреннего сгорания»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА
Рецензент, к.т.н., доцент кафедры
«АТиСА» ФГБОУ ВПО ЮУрГУ
_____ / И.Г. Леванов
«20» 06 2016 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой,
д.т.н., доцент
_____ / В.Е. Лазарев
«____» _____ 2016 г.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к выпускной квалификационной работе (магистерской диссертации)
на тему: «Исследование влияния профиля впускного и выпускного кулачков двигателя 4Ч 8,2/7,56 с газотурбинным наддувом»

ЮУрГУ-13.04.03.2016.086.00.00 ПЗ

Руководитель работы:
д.т.н., профессор
_____ / Е.А. Лазарев
«20» июня 2016 г.

Автор работы:
магистрант группы АТ-247
_____ / М.А. Мацулевич
«15» 06 2016 г.

Нормоконтролер:
к.т.н., доцент
_____ / В.В. Шишков
«____» _____ 2016 г.

Челябинск 2016

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(национальный исследовательский университет)
Факультет: Автотракторный
Кафедра: «Двигатели внутреннего сгорания»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой,
д.т.н., доцент
_____ / В.Е. Лазарев
«_____» _____ 2016 г.

З А Д А Н И Е

на выпускную квалификационную работу (магистерскую диссертацию)

Мацулевича Михаила Андреевича

1. Тема выпускной квалификационной работы: «Исследование влияния профиля впускного и выпускного кулачков двигателя 4Ч 8,2/7,56 с газотурбинным наддувом»

утверждена приказом по университету № 661 от «15» апреля 2016 г.

2. Срок сдачи студентом законченной выпускной квалификационной работы «20» июня 2016 г.

3. Исходные данные к выпускной квалификационной работе:

- Эксплуатационные и технические данные исследуемого двигателя;
- детали системы газообмена двигателя прототипа;
- литература по теме выпускной квалификационной работы.

4. Содержание пояснительной записки (перечень подлежащих разработке вопросов):

- Аннотация;
- Введение;

- Анализ состояния вопроса. Постановка целей и задач исследования;
- Методико-теоретические исследования
- Результаты исследований;
- Выводы и предложения.

5. Перечень графического (иллюстрационного) материала:

- Иллюстрации в тексте пояснительной записки;

6. Консультанты по проекту (работе), с указанием относящихся к ним разделов проекта:

Раздел	Консультант	Подпись, дата	
		Задание выдал	Задание принял
Методико-теоретические и расчетно-экспериментальные исследования	Лазарев Е.А.	15.04.2016	20.06.2016

Дата выдачи задания «15» апреля 2016 г.

Руководитель _____ / Е.А. Лазарев

Задание принял к исполнению «15» апреля 2016 г.

Магистрант _____ / М.А. Мацулевич

АННОТАЦИЯ

Мацулевич М.А. Исследование влияния профиля впускного и выпускного кулачков двигателя 4Ч8,2/7,56 с газотурбинным наддувом. – Челябинск: ЮУрГУ, АТ-247, 2016. – 75 с., 29 илл., 6 табл., список литературы – 15 наим.

В работе рассмотрены вопросы синтеза рабочих циклов двигателя с использованием нульмерной модели реализованной в программном комплексе AVL BOOST;

Разработана вспомогательная программа расчета перемещения, скорости и ускорения клапана по методике «полидайн»;

Представлены результаты теоретического исследования влияния фаз газораспределения и законов движения впускных и выпускных клапанов двигателя *4Ч 8,2/7,56* при форсировании газотурбинным наддувом, выполнен их анализ;

Предложены законы движения впускного и выпускного клапанов двигателя *4Ч 8,2/7,56* при форсировании газотурбинным наддувом. Параметры фаз газораспределения следующие: для впускных клапанов угол опережения открытия 20 град ПКВ., продолжительность открытия 240 град ПКВ, угол запаздывания закрытия 40 град ПКВ.; для выпускных клапанов угол опережения открытия 33 град ПКВ., продолжительность открытия 240 град ПКВ, угол запаздывания закрытия 27 град ПКВ.

Даны рекомендации по снижению частоты вращения коленчатого вала для режима номинальной мощности до 4200 мин$^{-1}$ при использовании опытных фаз газораспределения.

					ЮУрГУ – 13.04.03.2016.086.00.00 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-			
Разраб.		Мацулевич М.А..			Влияние геометрических параметров гидравлического тракта системы газообмена на мощностные и экономические показатели двигателя 4Ч 8,2/7,56	Лит.	Лист 4 / Листов 75
Провер.		Лазарев Е.А.					
Реценз.						ЮУрГУ Кафедра ДВС	
Н. Контр.		Шишков В.В.					
Утверд.		Лазарев В.Е.					

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 6
1) ГЛАВА 1 7
1.1) Введение 7
1.2) Анализ состояние вопроса 11
1.3) Цели и задачи исследования 31
2) ГЛАВА 2 33
2.1) Математическая модель теплового расчета двигателя 34
3) ГЛАВА 3 47
3.1) Результаты исследования профилей впускного и выпускного кулачков и фаз газораспределения двигателя 4Ч 8,2/7,56 с газотурбинным наддувом 47
ЗАКЛЮЧЕНИЕ 61
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК 62
ПРИЛОЖЕНИЯ 64

ВВЕДЕНИЕ

Совершенствование бензиновых двигателей внутреннего сгорания связано с повышением топливной экономичности, увеличением мощности, снижением массогабаритных показателей и др. Для массово выпускаемых двигателей номинальная частота вращения коленчатого вала (n) составляет 4500…6000 мин$^{-1}$, а её дальнейшее повышение не является целесообразным, поскольку возрастают инерционные нагрузки, механические потери, скорость изнашивания цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ). К перспективным направлениям развития бензиновых двигателей можно отнести их форсирование газотурбинным наддувом. Данное техническое решение ограничено рядом факторов, в числе которых повышенные тепловая и механическая нагрузки на детали КШМ и опасность возникновения детонации.

Среди отечественных, массово выпускаемых бензиновых двигателей отсутствуют комбинированные энергетические установки. В этой связи целесообразно выполнить ряд теоретических исследований с целью определения оптимальных параметров, технических решений направленных на повышение конкурентоспособности отечественной продукции на автомобильном рынке.

Автором предлагается в качестве прототипа выбрать двигатель ВАЗ 21124 и форсировать его газотурбинным наддувом. При этом предполагается расчетным путем определить его внешнюю скоростную характеристику при различных параметрах газораспределения, таких как законы движения впускных и выпускных клапанов, углы опережения открытия и запаздывания закрытия впускных и выпускных клапанов и т.д. Также в рамках теоретического исследования выявлены фазы газораспределения и функции подъемов впускных и выпускных клапанов двигателя 4Ч8,2/7,56 (ВАЗ 21124) при форсировании газотурбинным наддувом для использования в качестве энергетической установки автомобилей Lada 4x4, Lada Largus, Lada Xray и их модификаций.

ГЛАВА 1

1.1 Введение

Автомобильные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) являются наиболее распространенным видом двигателей. Потребление топлива и выброс продуктов сгорания автомобилями исчисляется многими десятками миллионов тонн. Экономика автомобильного транспорта, здоровье людей в большой мере зависят от совершенства двигателей. Поэтому к ним предъявляют все более жесткие требования,которые удается выполнять благодаря интенсификации научно-технического процесса.

Среди различных требований к автомобильным ДВС важнейшими являются: достижение высокой топливной экономичности, удовлетворение растущих экологических требований, таких, как малая токсичность выбросов и их уровень, рост надежности, компактности, снижение материалоемкости, массы, трудоемкости изготовления и эксплуатации. Эти требования могут быть выполнены при применении наддува как средства комплексного совершенствования показателей двигателей.

Наддув – это повышение мощности двигателя за счет увеличения плотности заряда на входе в цилиндр двигателя.

Наддув начал использоваться на практике, как только конструкторы определили важнейший автомобильный приоритет – высокую удельную мощность при возможно меньших габаритах мотора. Серийное производство автомобильных двигателей с наддувом началось еще в конце 30-х годов. Первым нагнетателем, появившемся на автомобильном двигателе (если не считать самых ранних поршневых компрессоров), стал принудительный или механический нагнетатель типа «Рутс» («Roots»), хорошо зарекомендовавший себя в промышленности. Это произошло в 1885 году, когда Готтлиб Даймлер запатентовал нагнетатель собственной конструкции, работавший по принципу нагнетателя братьев Рутс. В 1902 г. во Франции Луис Рено запатентовал проект центробежного нагнетателя, а уже в 1911 г. принцип действия турбонагнетателя, работающего на энергии выхлопных

газов, впервые описал и запатентовал швейцарский изобретатель Альфред Бюхи. Сфера их использования ограничивалась легковыми автомобилями с повышенными динамическими качествами, предназначенными для узкого круга потребителей, а также двухтактными дизелями автомобильного типа, где наддув осуществляется в завершающей стадии газообмена, после продувки. Небольшими сериями выпускались четырехтактные двигатели с нагнетателями Рутс для большегрузных автомобилей.

Однако быстрое решение задачи (литровая мощность действительно заметно увеличилась) оказалось не таким удачным, как представлялось вначале. Существенно возросший приток тепла, который несли отработавшие газы, преждевременно выводил из строя выпускные клапаны, поршни и систему охлаждения. Несоответствие конструкции и применявшихся материалов задержало развитие наддува на автомобилях.

Следующий шаг сделали авиационные двигателисты. Первым авиационным двигателем с механическим наддувом считается двухтактный ротативный двигатель «Мюррей-Вильята», на самолёте с которым в 1910 г. был установлен рекорд высоты в 5200 м. В 1918 г., на один из истребителей «SPAD» S.XIIIC» был установлен турбонаддувный агрегат «Рато» («Rateau»), который не дал преимуществ самолёту (в связи с недостатками его конструкции и недостаточной для привода турбины мощностью авиадвигателя первых модификаций). Но уже в том же году турбонаддувным агрегатом «Рато» был оснащен более мощный двигатель «Либерти» L-12», а в 1920 г. биплан «Lepere» с этим двигателем поднялся на рекордную по тем временам высоту - 10092 м. Важные исследования, проведенные совместно с металлургами, позволили наладить выпуск поршней, клапанов и подшипников, отвечавших более жестким требованиям. В итоге, наддув всерьез и надолго прижился в авиации.

Внедрению систем наддува не в небесах, а на земле помог автомобильный спорт, где требовались мощные и легкие моторы. Первыми разработали спортивные двигатели с наддувом «Daimler» (1921 г.), «Sunbeam» и «FIAT» (1922 г.). Именно итальянский гоночный «FIAT», выиграв в 1923 г. Большой приз Европы,

открыл список побед системы-новинки. В следующем, 1924 г. компрессорные «Alfa Romeo» и «Daimler» завоевали, соответственно, Большой приз автомобильного клуба Франции и первое место в гонках Тарга Флорио в Италии. Уже первые нагнетатели повышали мощность на 50-70%. Например, у 2-литрового двигателя «Delage» после введения наддува мощность возросла со 125 до 190 л.с., т.е. на 52%!

Рассмотрим явление наддува подробнее. Так как подача необходимого количества топлива технических затруднений не вызывает, то мощность двигателя зависит, главным образом, от поступающей в цилиндры массы воздуха за единицу времени. Этот показатель, в свою очередь, связан с рабочим объемом мотора, частотой вращения коленчатого вала (предел здесь - допустимое значение средней скорости поршня) и объемным КПД (коэффициентом наполнения). Стало быть, при заданных условиях увеличить массу воздуха, проходящего через цилиндры, можно только через наддув. Нагнетая воздух в цилиндр принудительно, на современном двигателе можно без особых проблем получить 25%-ную прибавку к мощности.

Высокая температура и давление подаваемого в цилиндры воздуха может привести к тому, что в конце такта сжатия, когда поршень спрессует в цилиндре и так уже сжатую топливовоздушную смесь, ее температура и давление могут оказаться настолько высокими, что это вызовет преждевременную ее детонацию – это явление очень опасно для бензинового двигателя, так как ведёт к его катастрофическому износу. Дабы избежать подобных проблем, можно перейти на более высокооктановые сорта топлива, но чаще всего этого оказывается мало. При достаточно больших значениях давления приходится производить декомпрессию, т.е. снижать степень сжатия.

Сниженная же степень сжатия отрицательно влияла на КПД и экономичность. В итоге приводные нагнетатели рекомендовались лишь для крайних случаев. В инструкции 1937 г. для легкового автомобиля «Mercedes-Benz» 540K» (на этой модели, кстати, карбюратор дополняли специальные клапаны, включавшиеся одновременно с компрессором) говорилось: «Включайте компрессор (при 1000

оборотов в минуту) только в случае острой необходимости, например, для быстрого проезда перекрестков, ускоренных разгонов, преодоления коротких крутых подъемов и т.д. Продолжительность работы мотора с компрессором не должна превышать 1 минуту, а при достижении 3400 об/мин отключите систему немедленно».

Несмотря на попытки «Lancia», «Volkswagen», «General Motors» в 70-80-е годы усовершенствовать нагнетатели, приводные компрессоры постепенно сошли со сцены. Сейчас они применяются в основном различными тюнинг-ателье и гаражными «умельцами» для форсирования двигателей и очень редко стоят на серийных автомобилях. Крупные автопроизодителям используют нагнетатели в том случае, когда необходимо создать ряд двигателей разной мощности без существенной переделки конструкции базового двигателя.

Самая современная система с принудительным нагнетателем, установленная на моделях «Mercedes-Benz» C- и E-класса практически не отличается от распространённых в 20-30-е годы роторно-шестеренчатых компрессоров типа «Рутс». Двигатель рабочим объемом 2,3 л комплектуется механическим компрессором фирмы «Eaton», усовершенствованной версией «Рутс» - винтообразных лопастей уже не две, а три или четыре. Привод осуществляется поликлиновыми ремнями от коленчатого вала двигателя. Особое покрытие лопастей, уменьшив трение, значительно улучшило КПД механизма. Подключается компрессор уже не водителем, а специальным электромагнитным сцеплением и только тогда, когда требуется резкое увеличение мощности. Степень сжатия уменьшена до 8,8. Четырехцилиндровый двигатель рабочим объемом 2,3 л развивает с компрессором 193 л.с. вместо 150 л.с. при 5400-5500 об/мин. Крутящий момент увеличивается с 220 до 270 Нм при 3750-3800 об/мин.

У нас в стране опыт применения механических нагнетателей на легковых автомобилях ограничился единичными экземплярами гоночных машин в 40-50-е годы.

Значительно более широкое распространение в мире получил наддув с турбонагнетателем, т.е. нагнетателем, приводимым турбиной, действующей на отработавших газах.

1.2 Анализ состояния вопроса

Агрегатный наддув осуществляется с помощью нагнетателя. Он подразделяется на:

-механический наддув, где используется компрессор, приводимый в действие от коленчатого вала двигателя;

-турбонаддув, где компрессор (обычно центробежный) приводится турбиной, вращаемой выхлопными газами двигателя;

-наддув «Comprex», заключающийся в использовании давления отработавших газов, действующих непосредственно на поток воздуха, подаваемого в двигатель;

-электрический наддув, где используется нагнетатель, вращаемый электродвигателем;

-комбинированный наддув объединяет несколько схем, как правило, речь идет о совмещении механического и турбонаддува.

Безагрегатный наддув. К нему относят:

-резонансный наддув (иногда называемый инерционным или акустическим), реализуемый за счёт колебательных явлений в трубопроводах;

-динамический наддув (скоростной или пассивный наддув) увеличивает давление во впускном коллекторе за счет воздухозаборников особой формы при движении с высокой скоростью;

-рефрижерационный наддув достигается испарением в поступающем воздухе топлива или какой-либо другой горючей жидкости с низкой температурой кипения и большой теплотой парообразования, на автомобильных двигателях не применяется.

Механический наддув позволяет легко поднять мощность двигателя. Основным элементом в такой системе является нагнетатель, приводимый непосредственно от коленчатого вала двигателя. Механический нагнетатель способен закачивать воздух в цилиндры при минимальных оборотах и без задержки, увеличивая давления наддува строго пропорционально оборотам двигателя, что является важным преимуществом подобной схемы. Однако механический наддув имеет и существенный недостаток – он отбирает на свою работу часть мощности двигателя.

Все виды механических нагнетателей можно подразделить на объемные («Рутс», «Лисхольм» и др.) и центробежные.

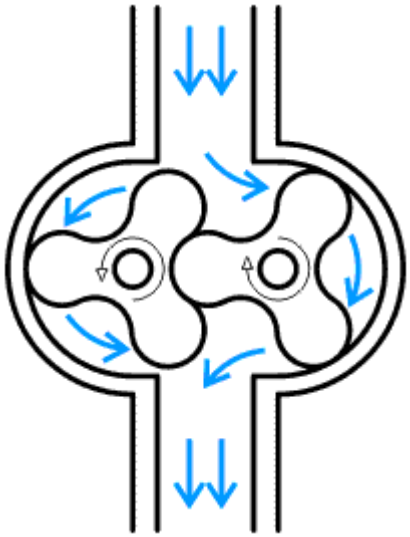

Рис. 1.1 – Объемный механический нагнетатель

Братья Рутс разработали свой нагнетатель еще в 1859 г. Он относится к объёмным роторным шестерённым машинам для подачи газовых сред. Первоначально он использовался как вентилятор для проветривания промышленных помещений. Конструкция его была очень проста: две вращающиеся в противоположных направлениях прямозубые «шестерни», помещенные в общий кожух, перекачивают объемы воздуха от впускного коллектора до выпускного в пространстве между своими зубьями и внутренней стенкой корпуса.

В 1949 году другой американский изобретатель – Итон (Eaton) – усовершенствовал конструкцию: прямозубые «шестерни» превратились в косозубые ро-

торы, а воздух стал перемещаться не поперек их осей вращения, а вдоль. Принцип работы при этом не изменился - воздух внутри агрегата не сжимается, а просто перекачивается в другой объем, отсюда и название - объемный нагнетатель.

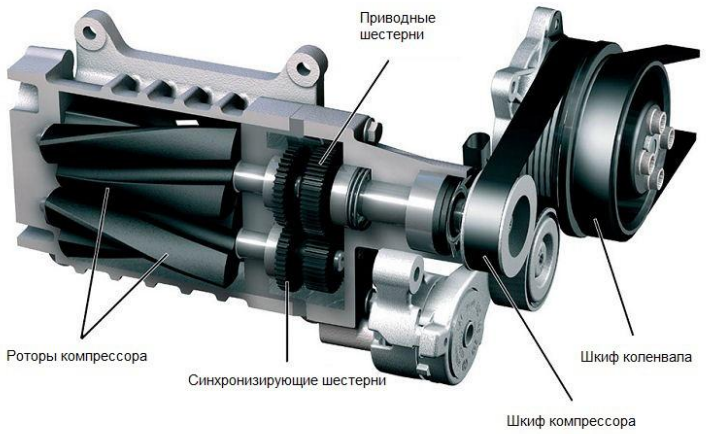

Рис. 1.2 – Компрессор типа «Рутс»

В настоящее время совершенствование нагнетателей данного типа идёт по пути увеличения количества зубьев-лопаток, если первоначально в нагнетателе Итона было по две лопатки на роторе, то сегодня их число достигло четырёх – «Eaton» TVS». Увеличение числа лопаток позволяет сгладить основной недостаток нагнетателей типа «Рутс» – неравномерность подачи воздуха, создающую пульсацию давления. Кроме того, для тех же целей впускное и выпускное окно компрессора делают треугольным. Эти конструктивные ухищрения позволяют добиться того, что такие компрессоры работают достаточно тихо и равномерно. Компрессоры подобного типа имеют ещё один существенный недостаток. При выдавливании несжатого воздуха в сжатый в нагнетательном трубопроводе создается турбулентность, способствующая росту температуры воздушного заряда, поэтому наряду с обычным ростом температуры от непосредственно повышения давления происходит дополнительный нагрев. В этой связи современные нагнетатели данного типа в обязательном порядке оснащаются интеркулерами.

Сегодня современные технологические возможности вывели подобные компрессоры на очень высокий уровень производительности. Основные преимущества нагнетателей «Рутс» заключаются в простоте конструкции (малое количество деталей и малая скорость вращения роторов делают такие нагнетатели очень долговечными), компактности, эффективности на малых и средних оборотах двигателя, низком уровне шума по сравнению с центробежными компрессорами.

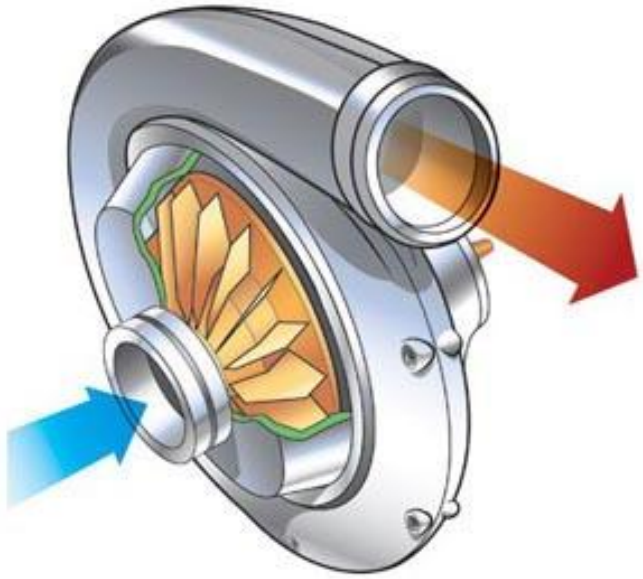

Рис 1.3 – Центробежный компрессор

Подобные нагнетатели получили в настоящее время наибольшее распространение, как в виде отдельного приводного компрессора, так и главным образом в составе турбонаддува.Основная деталь центробежного нагнетателя – рабочее колесо, или крыльчатка. Она имеет довольно сложную конусообразную форму. Лопатки крыльчатки играют самую главную роль. От того, насколько правильно они спроектированы и изготовлены, зависит результирующая эффективность всего нагнетателя. Итак, воздух, пройдя по сужающемуся воздушному каналу в нагнетатель, попадает на радиальные лопасти крыльчатки. Лопасти закручивают и отбрасывают его центробежной силой к периферии кожуха, где имеется диффузор. Зачастую диффузор имеет лопатки (порой с регулировкой угла атаки), призванные снизить потери давления. Далее воздух выталкивается в окружной воз-

душный туннель (воздухосборник), который чаще всего имеет улиткообразную форму (воздухосборник, описывая окружность, постепенно расширяется в диаметре). Такая конструкция создает необходимое давление воздушного потока на выходе из нагнетателя. Дело в том, что внутри кольца воздух поначалу движется быстро, и его давление мало. Однако в конце улитки русло расширяется, скорость воздушного потока понижается, а давление увеличивается.

В силу самого принципа работы у центробежного нагнетателя есть один существенный недостаток. Для эффективной работы крыльчатка должна вращаться не просто быстро, а очень быстро. Фактически производимое центробежным компрессором давление пропорционально квадрату скорости крыльчатки. Скорости могут быть 40 тыс. об/мин и более, а для высоконапорных компрессоров дизелей они приближаются к 200 тыс. об/мин. И в том случае если привод осуществляется от двигателя посредством ременной передачи на шкив турбины, шум от такого устройства довольно сильный. Проблема шумности и ресурса элементов привода частично снимается введением дополнительного мультипликатора, который снижает КПД механического нагнетателя.

Высокие рабочие обороты накладывают особые требования на качество используемых материалов и точность изготовления (учитывая огромные нагрузки от центробежных сил). К минусам самого принципа нагнетания можно также отнести некоторую задержку в срабатывании. Как правило, центробежный нагнетатель дает прибавку в мощности на довольно высоких оборотах двигателя. Сначала давление нарастает медленно, но затем, с увеличением оборотов, довольно резко возрастает. Эта особенность делает центробежные нагнетатели наиболее пригодными для тех случаев, когда более важно поддержание высоких скоростей, а не интенсивность разгона.

Центробежные нагнетатели очень популярны: сравнительно низкая цена и простота установки способствовали тому, что компрессоры этого типа почти вытеснили другие, более дорогие и сложные типы, особенно в сфере тюнинга. Недостатки данного типа нагнетателей известны: повышенные шум и износ, эффективная прибавка мощности только на высоких оборотах.

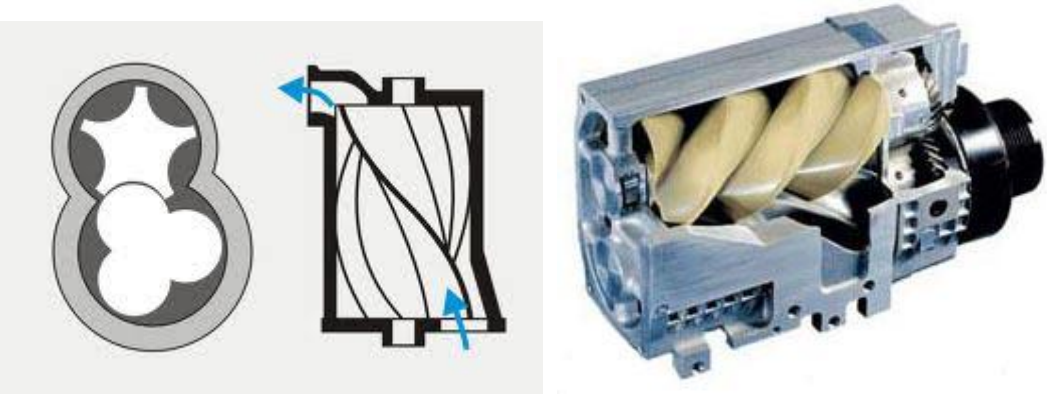

Рис. 1.4 – Компрессор типа «Лисхольм»

Следует также рассказать о винтовом нагнетателе или нагнетателе типа «Лисхольм» («Lysholm»). Компрессоры данного типа иногда используются для увеличения мощности двигателя. Первый в мире винтовой нагнетатель был изготовлен и запатентован шведским инженером Альфом Лисхольмом в 1936 г. Он также как и «Рутс» относится к роторным объёмным нагнетателям. Два ротора с взаимодополняющими профилями захватывая поступающий воздух, начинают взаимное встречное вращение. Порция воздуха проталкивается вперед вдоль роторов. Роторы имеют между собой чрезвычайно малые зазоры - это обеспечивает высокую эффективность и довольно малые потери. Основное отличие винтового компрессора от объемных роторно-шестеренчатых нагнетателей – наличие внутреннего сжатия, следовательно, не возникает дополнительной турбулентности как у рутс-компрессоров. Это обеспечивает им высокую эффективность нагнетания практически на всей шкале оборотов двигателя. Для достижения больших значений давления может потребоваться охлаждение корпуса компрессора.

Основные плюсы нагнетателей типа «Лисхольм»: высокая эффективность (КПД порядка 70%), надежность и компактная конструкция. Кроме того, винтовые компрессоры довольно тихие при правильном проектировании и изготовлении. Здесь и кроется единственный их минус. Дело в том, что роторы этих компрессоров имеют очень сложную форму и, как следствие, дороги.

По этой причине нагнетатели «Лисхольм» практически не встречаются в массовом автомобильном производстве. По той же причине и компаний, производящих эти прогрессивные нагнетатели, не так много.

В 80-х годах прошлого столетия компания «Volkswagen» экспериментировала с довольно необычными спиральными нагнетателями. В автомобильном применении они более известны как «G-Lader». Сейчас это направление компанией VW свернуто. Идея спирального одноосевого нагнетателя также очень стара. В 1905 году изобретатель Леон Креукс подал заявку на патент. Первоначально предусмотренный в качестве паровой машины, такой нагнетатель имел два спиральных витка, расположенных один в другом. В течение десятилетий он совершенствовался и, в конце концов, превратился из первоначальной четырехструйной машины в восьмиструйную, которая была оснащена двумя камерами - внутренней и внешней - по обеим сторонам с углом разворота 180 градусов относительно друг друга. Но тогда о массовом производстве таких нагнетателей можно было только мечтать, потому что в то время еще отсутствовали соответствующее технологии и оборудование. Сложность производства заключалась также в том, что изготовление деталей должно было быть максимально точным, так как любое отклонение в структуре или качестве поверхности могло привести к значительному снижению КПД. Поэтому в качестве нагнетательного аппарата для автомобильного двигателя спиральный нагнетатель стал использоваться очень поздно. С середины восьмидесятых до 1992 года его серийно использовал лишь «Volkswagen» в моделях «Polo», «Corrado», «Golf» и «Passat». Однако ряд фирм (преимущественно немецких) продолжают производить такие компрессоры и сегодня.

Также спиральный нагнетатель имеет важные преимущества: высокий КПД (75,9% у прототипов) и низкий уровень шума, хорошее уплотнение (благодаря чему наличие давления наддува проявлялось уже на малых оборотах) и малые потери на трение.

Поршневые нагнетатели, самая распространенная схема обычных воздушных компрессоров в настоящее время, в автомобилях не прижились совсем. А вот на судовых моторах они использовались достаточно широко. Интересен метод на-

гнетания подпоршневым насосом. Здесь в качестве нагнетателя используется сам поршень, который при движении к НМТ (нижняя мертвая точка) выталкивает находящийся под ним воздух.

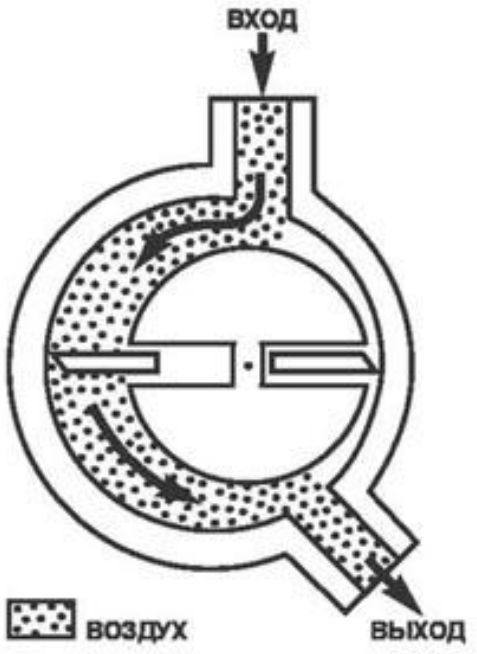

Рис. 1.5 – Шиберный или лопастной нагнетатель

Следует упомянуть незаслуженно забытые в автомобилестроение шиберные, или лопастные, нагнетатели. Это довольно простые по конструкции и принципу действия машины. Цилиндрический корпус имеет два отверстия, как правило, растянутые во всю длину цилиндра и находящимися на одной его стороне, т. е. не строго друг против друга. Внутри корпуса находится ротор диаметром примерно в три четверти от внутреннего диаметра корпуса. Ротор смещен к одной из сторон корпуса, примерно посредине отверстий. В роторе несколько продольных канавок, в которых находятся шиберы (лопатки). При вращении ротора благодаря заложенному конструкцией эксцентриситету и шиберам, выдвигающимся за счет центробежных сил, воздух сперва всасывается в одну из долей, образованных парой соседних лопаток, а затем сжимается до момента подхода к выпускному отверстию.

Будучи качественно изготовленными, такие компрессоры нагнетали довольно большое давление. В сравнении с рутс-компрессорами они обладали более высоким КПД, меньше пропускали воздуха, практически не нагревали его и были менее шумными. Да и мощности двигателя они отнимали меньше. Хорошо сконструированный шиберный нагнетатель может быть на 50% более производительным, нежели рутс-компрессор. В силу своей конструкции самой большой проблемой шиберных машин были высокие фрикционные нагрузки между шиберами и корпусом. По мере износа КПД компрессора заметно падал из-за увеличения протечек воздуха. В связи с этой проблемой шиберные компрессоры делали низкооборотными, но довольно габаритными. Это стало практически непреодолимой проблемой, и шиберные компрессоры были забыты. В настоящее время появляются новые материалы и технологии, которые делают вновь востребованными старые технические решения и конструкции.

Турбокомпрессор или турбонагнетатель состоит из газовой и компрессорной турбин посаженных на один вал. Фактически компрессорная часть – это центробежный нагнетатель. Скорость вращения газовой турбины, благодаря энергии отработавших газов, очень высока (50-100 тысяч об/мин). Компрессор засасывает и сжимает воздух, подающийся затем во впускной трубопровод для приготовления горючей смеси. Степень сжатия приходится уменьшать и в этом случае, однако тепловой КПД такого мотора снижается незначительно и, более того, удельный расход топлива иногда даже падает. При высоком давлении наддува целесообразно охлаждать воздух после компрессора до поступления в цилиндры. В бензиновых двигателях температура воздуха в цилиндрах ограничена детонацией. Чем выше жаропрочность лопаток турбины (предел около 1000 °С) и чем большую температуру раскаленных выхлопных газов выдерживает этот материал, тем эффективнее работа турбонагнетателя. Нагрев выхлопных газов в дизелях доходит до 600 °С, а в бензиновых двигателях до 1000 °С, поэтому с точки зрения долговечности дизельная турбина дает лучшие результаты. Также увеличенный приток воздуха позволяет дизелю хорошо справляться с обедненными смесями, воспламенение которых при высоких температурах сжатия не вызывает никаких затруд-

нений. Кроме того, дизели с турбонаддувом становятся менее «жесткими» в работе. Однако при быстром и резком увеличении мощности возникают проблемы. Из-за инерции турбокомпрессора подача воздуха отстает от подачи топлива, поэтому сначала дизель работает на обогащенной смеси с повышенной дымностью. Длительность этого периода зависит от момента инерции ротора турбокомпрессора, которую сводят к минимуму увеличением оборотности при уменьшении диаметра колес турбины.

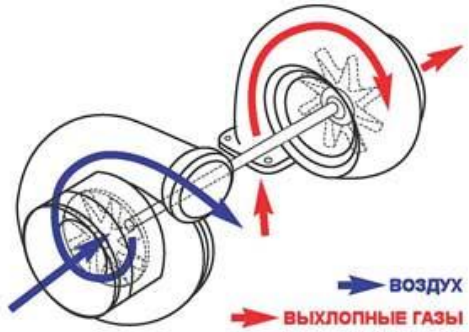

Рис. 1.6 – Турбокомпрессор

Свои особенности у турбонаддува бензиновых двигателей. Здесь, как правило, экономия топлива достигается переходом на уменьшенный рабочий объем двигателя (при той же или большей мощности, обеспечиваемой турбонаддувом). Воспламенение бедных смесей бензина с воздухом происходит с трудом, поэтому необходимо регулировать количество подаваемого воздуха (а не топлива, как на дизеле), что особенно важно при высоких частотах вращения, когда компрессор работает с максимальной производительностью. Существует множество способов ограничения подачи воздуха при пиковых режимах. Рассмотрим систему регулирования «APC» фирмы «SAAB», в которой для регулирования давления наддува применена электроника. За давлением наддува следит специальный клапан, контролирующий поток отработавших газов, идущих через перепускной канал мимо турбины. Клапан открывается при разрежении во впускном трубопроводе, величина которого регулируется дросселированием потока воздуха между впускным трубопроводом и входом в компрессор. Степень разрежения в перепускном кла-

пане зависит от положения дроссельной заслонки с электроприводом, управляемым электронным устройством, получающим сигналы датчиков давления наддува, детонации и частоты вращения. Датчик детонации представляет собой чувствительный пьезоэлектрический элемент, установленный в блоке цилиндров и улавливающий детонационные стуки. По сигналу этого датчика ограничивается разрежение в управляющей камере перепускного клапана.

Система «АРС» заметно улучшает динамику автомобиля. Например, для быстрого обгона (или разгона) в условиях интенсивного движения двигатель переводится в режим работы с максимальным давлением наддува. При этом детонация в относительно холодном, работавшем на частичной нагрузке двигателе не может, естественно, возникнуть мгновенно. По истечении нескольких секунд, когда температуры возрастут и начнут проявляться первые тревожные симптомы, по сигналу датчика детонации управляющее устройство плавно снизит давление наддува. Применение системы «АРС» при сохранении значений крутящего момента двигателя по внешней характеристике поднимает степень сжатия с 7,2 до 8,5, уменьшая давление наддува с 50 до 40 кПа при 6-8% экономии топлива.

В последнее время совершенствование концепций наддува идет по пути создания регулирующих систем для повышения крутящего момента при низких оборотах двигателя, а также снижения инерционности. Существует несколько способов решения данной проблемы:

-применение турбины с изменяемой геометрией;

-использование двух параллельных турбонагнетателей;

-использование двух последовательных турбонагнетателей;

-комбинированный наддув.

Турбина с изменяемой геометрией обеспечивает оптимизацию потока отработавших газов за счет изменения площади входного канала. Турбины с изменяемой геометрией нашли широкое применение в турбонаддуве дизельных двигателей, к примеру турбонаддув двигателя «TDI» от «Volkswagen».

Система с двумя параллельными турбонагнетателями (система «biturbo») применяется в основном на мощных V-образных двигателях (по одному на каж-

дый ряд цилиндров). Принцип работы системы основан на том, что две маленькие турбины обладают меньшей инерцией, чем одна большая.

При установке на двигатель двух последовательных турбин (система «twin-turbo») максимальная производительность системы достигается за счет использования разных турбонагнетателей на разных оборотах двигателя.

Комбинированный наддув объединяет механический и турбонаддув. На низких оборотах коленчатого вала двигателя сжатие воздуха обеспечивает механический компрессор. С ростом оборотов подхватывает турбонагнетатель, а механический компрессор отключается. Примером такой системы является двойной наддув двигателя «TSI» от «Volkswagen».

После отказа от карбюраторов и переходе на электронный впрыск топлива особенно эффективным стал турбонаддув на бензиновых двигателях. Здесь уже достигнута впечатляющая топливная экономичность.

В целом же, следует признать, что турбонаддув, увеличивая тепловые и механические нагрузки, заставляет вводить в конструкцию ряд упрочненных узлов, усложняющих двигатель как в производстве, так и при техническом обслуживании.

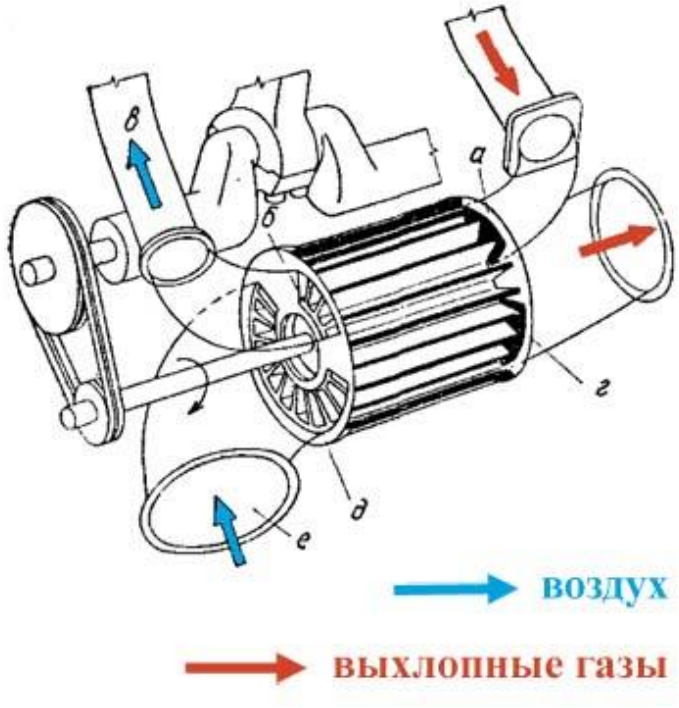

Рис. 1.7 – Способ наддув ДВС «Компрекс»

Также не хотелось оставить без внимания такой интересный способ наддува как «Компрекс» («Comprex»), разработанный фирмой «Браун энд Бовери» (Швейцария) заключающийся в использовании давления отработавших газов, действующих непосредственно на поток воздуха, подаваемого в двигатель. Получаемые при этом показатели двигателя такие же, как и в случае использования турбокомпрессора, но турбина и центробежный нагнетатель, для изготовления и балансировки которых требуются специальные материалы и высокоточное оборудование, отсутствуют.

Главная деталь в системе «Компрекс» - это лопастный ротор, вращающийся в корпусе с частотой вращения, втрое большей частоты вращения коленчатого вала двигателя. Ротор установлен в корпусе на подшипниках качения и приводится в движение клиновым или зубчатым ремнем от коленчатого вала. Привод компрессора типа «Компрекс» потребляет не более 2% мощности двигателя. Агрегат «Компрекс» не является компрессором в полном смысле слова, поскольку его ротор имеет только каналы, параллельные оси вращения. Эта система наддува является единственным выпущенным большой партией нагнетателем с волновым обменником давления. Он, как и механический нагнетатель, приводится в действие от распределительного вала, но использует полученную энергию лишь для синхронизации частоты вращения ротора с частотой вращения распределительного вала двигателя, а сжимает воздух энергия отработавших газов. Ротор имеет каналы параллельные оси его вращения, где поступающий в двигатель воздух сжимается давлением отработавших газов. Торцовые зазоры ротора гарантируют распределение отработавших газов и воздуха по каналам ротора. На внешнем контуре ротора расположены радиальные пластины, имеющие небольшие зазоры с внутренней поверхностью корпуса, благодаря чему образуются каналы, закрытые с обеих сторон торцовыми крышками.

В правой крышке имеются окна: а - для подачи отработавших газов от двигателя в корпус агрегата и *г* - для отвода отработавших газов из корпуса в выпускной трубопровод и далее - в атмосферу. В левой крышке имеются окна: *б* - для подачи сжатого воздуха в двигатель и *д* - для подвода свежего воздуха в корпус из

впускного трубопровода е. Перемещение каналов при вращении ротора вызывает их поочередное соединение с выпускным и впускным трубопроводами двигателя.

При открывании окна *а* возникает ударная волна давления, которая со скоростью звука движется к другому концу выпускного трубопровода и одновременно направляет в канал ротора отработавшие газы, не смешивая их с воздухом. Когда эта волна давления достигнет другого конца выпускного трубопровода, откроется окно *б* и сжатый отработавшими газами воздух в канале ротора будет выталкивать из него в трубопровод *в* к двигателю. Однако еще до того, как отработавшие газы в этом канале ротора приблизятся к его левому концу, закроется сначала окно *а*, а затем окно *б*, и этот канал ротора с находящимися в нем под давлением отработавшими газами с обеих сторон будет закрыт торцовыми стенками корпуса.

При дальнейшем вращении ротора этот канал с отработавшими газами подойдет к окну *г* в выпускной трубопровод и отработавшие газы выйдут в него из канала. При движении канала мимо окон *г* выходящие отработавшие газы эжектируют через окна и свежий воздух, который, заполняя весь канал, обдувает и охлаждает ротор. Пройдя окна *г* и *д*, канал ротора, заполненный свежим воздухом, вновь закрывается с обеих сторон торцовыми стенками корпуса и, таким образом, готов к следующему циклу.

Описанный цикл весьма упрощен в сравнении с происходящим в действительности и осуществляется лишь в узком диапазоне частоты вращения двигателя. Здесь кроется причина того, что известный уже в течение долгого времени этот способ наддува практически не применяется в автомобилях. «Comprex» был серийно использован в дизельных моделях двух знаменитых марок: «Opel» в 2,3-литровом «Senator» и «Mazda» 626» в 2,0-литровом четырехцилиндровом моторе. Но «Opel» ставил компрекс-нагнетатели на свои модели всего год (до 1986 года), в отличие от компании «Mazda», которая поставляла свои двигатели с компрекс-наддувом до 1996 года, пока в июне 1997 года он окончательно не был снят с программы производства.

Свое преимущество компрекс-нагнетатель проявляет уже на низких оборотах двигателя, так как при этом ему вполне достаточно и малого объема отрабо-

тавших газов для того, чтобы получить высокую степень сжатия. В этом и заключается важное отличие от турбонагнетателя, количество отработавших газов в котором находится в прямой зависимости от привода компрессора. Также применение агрегата наддува «Компрекс» вместо турбокомпрессора снижает шум двигателя, так как он работает при более низкой частоте вращения.

Система электрического наддува разрабатывалась фирмой «Controlled Power Technologies» (в настоящий момент вошла в состав подразделения силовых агрегатов компании «Valeo») в течение трех лет.

В отличие от турбонаддува, где центробежный нагнетатель приводят в действие выхлопные газы, или механического наддува, где нагнетатель связан с коленчатым валом двигателя, в системах с электрическим наддувом нагнетатель вращается электромотором. Обычно подобные системы являются комбинированными, так как использование электрического и турбонаддува совместно даёт существенный выигрыш, позволяя избежать турбоямы на низких оборотах двигателя.

Система электрического наддува «Controlled Power Technologies» совмещает в одном устройстве электрический и турбонагнетатель.

Компания «Audi» недавно представила систему электрического наддува, работающую по схеме, отличной от схемы «Controlled Power Technologies». Система «Audi» (на рис. ниже) использует двойной наддув: обычная турбина работает на средних и высоких оборотах, а электрическая — на малых, исключая турбояму.

В «Audi» собираются снабдить электрическим наддувом собственные дизельные моторы. На заводе компании уже собран пробный образец трехлитрового V6 TDI с подобным двойным наддувом. В системе задействован компактный электродвигатель, способный быстро раскрутить турбину до высоких скоростей. Возникновение дополнительного потребителя никак не должно отразиться на общем уровне энергопотребления, так как потери на раскрутку турбины перекроются при помощи системы рекуперации.

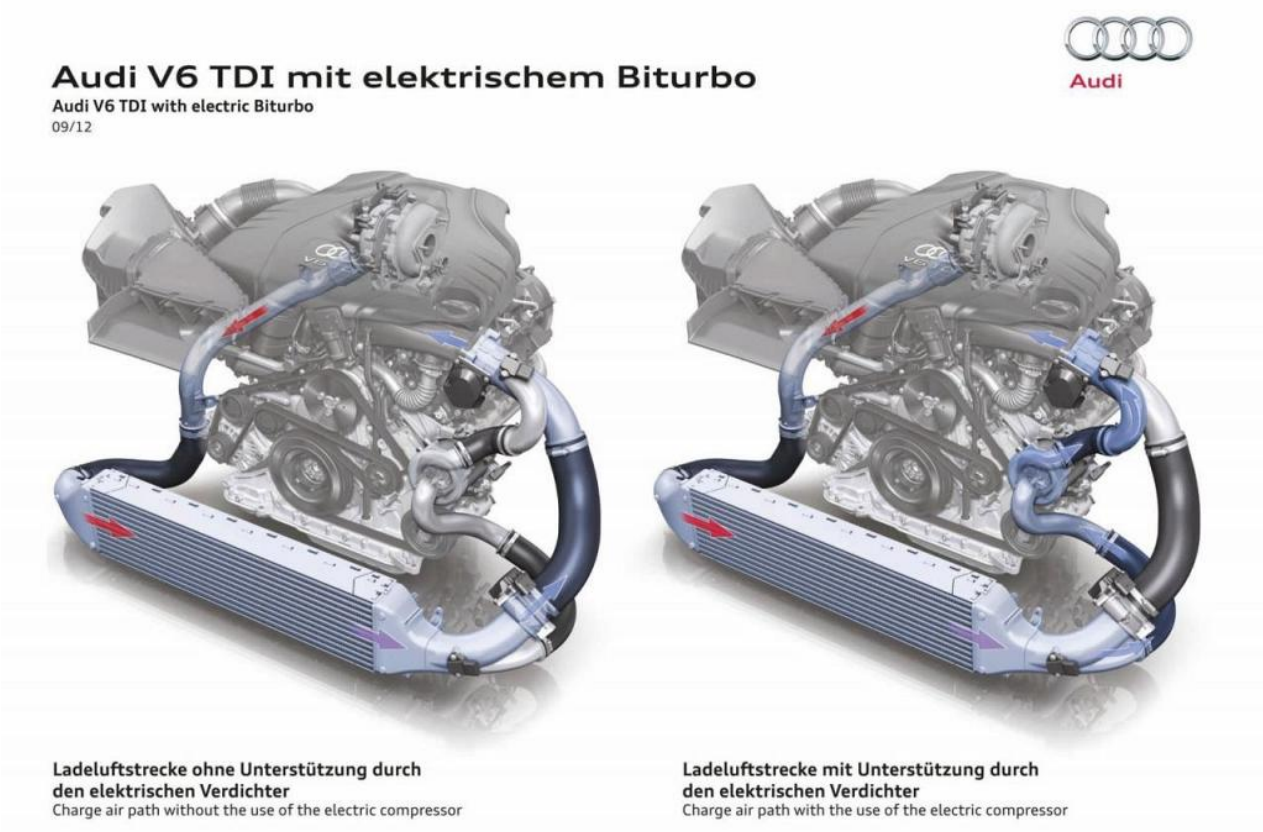

Рис. 1.8 – Комбинированная система наддува компании «Audi»

Внимание к электрическому наддуву в последнее время проявляют также компании «Ricardo», «Ford» и «BMW». Последняя недавно получила патент на электротурбину собственной конструкции, а компания «Ford» работает совместно с «Controlled Powertrain Technologies» и «Valeo» над трёхцилиндровым двигателем «Hyboost» с электронаддувом. «Valeo» станет первым поставщиком комплектующих, который предложит на рынок целый спектр электрических нагнетателей.

Рис. 1.9 – Центробежный компрессор с электрическим приводом

Существуют и так называемые осевые электрические нагнетатели, которые, как правило, входят в систему динамического наддува (читайте ниже). Движение воздуха в них осуществляется в осевом направлении. Один или пара последовательных либо параллельных вентиляторов с электромоторчиком, будучи установленными в воздушном тракте, проталкивают воздух вдоль себя назад, в фильтр или уже после него во впускной коллектор. Если такая система преодолевает хотя бы сопротивление фильтрующих элементов, эффект уже неплохой.

Другое интересное решение, которое фактически не является искусственным методом нагнетания воздуха, – система резонансного наддува. Идея основана на том факте, что приходы волн сжатия к впускному клапану и волн разрежения к выпускному клапану способствуют продувке и очистке камеры сгорания от отработавших газов.

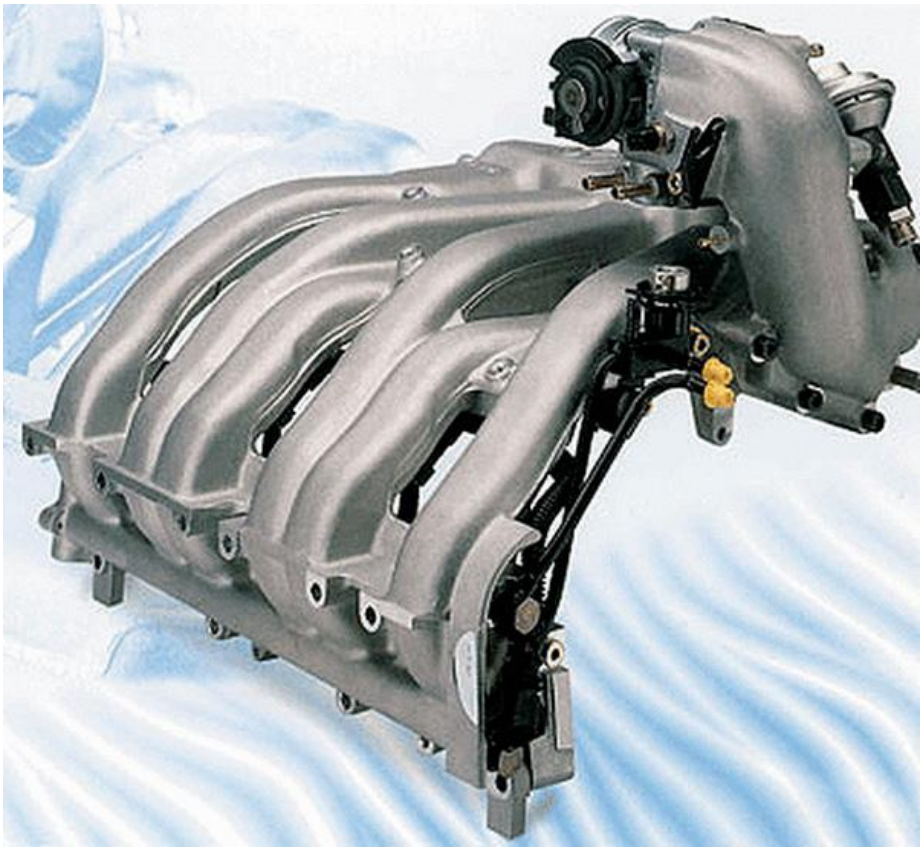

Рис. 1.10 – Впускной коллектор с изменяемой геометрией

В первом случае нужно просто поймать волну сжатия, а именно так ведет себя воздух во впускном коллекторе при работе двигателя: чередование приливов и отливов. С изменением оборотов амплитуда этих колебаний меняется. И для того, чтобы поймать волну сжатия, необходимо менять длину впускного коллектора. Поначалу конструкторы пошли по довольно примитивному по смыслу, но довольно сложному по воплощению пути: несколько воздуховодов разной длины и клапана, открывающие тот или иной канал. В настоящее время эта идея нашла свое логическое воплощение в устройствах впускного коллектора переменной длины. Например, компания «BMW» применяет устройство, которое обеспечивает изменение длины впускного тракта. Разумеется, это не полноценная замена наддуву, но определенная выгода от этого есть. Давление наддува, создаваемое за счет колебаний напора воздушного потока, находится в диапазоне от 5 до 20 миллибар. Для сравнения: с помощью турбонаддува или механического наддува можно получить значения в диапазоне между 750 и 1200 миллибар. Плюсом сис-

темы резонансного наддува является то, что энергия мотора на ее привод практически не затрачивается.

Во втором случае энергию отработавших газов частично применяют для улучшения наддува двигателя, используя возникающие колебания их давления уже в выпускном трубопроводе. Использование колебаний давления состоит в том, что после открывания клапана в трубопроводе возникает ударная волна давления, со скоростью звука проходящая до открытого конца трубопровода, отражающаяся от него и возвращающаяся к клапану в виде волны разрежения. За время открытого состояния клапана волна может несколько раз пройти по трубопроводу. При этом важно, чтобы к фазе закрывания выпускного клапана к нему пришла волна разрежения, способствующая очистке цилиндра от отработавших газов и продувке его свежим воздухом. Каждое разветвление трубопровода создает препятствия на пути волн давления, поэтому наиболее выгодные условия использования колебаний давления создаются в случае индивидуальных трубопроводов от каждого цилиндра, имеющих равные длины на участке от головки цилиндра до объединения в общий трубопровод.

Скорость звука не зависит от частоты вращения двигателя, поэтому во всем ее диапазоне чередуются благоприятные и неблагоприятные с точки зрения наполнения и очистки цилиндров условия режима работы. На кривых мощности двигателя Ne и его среднего эффективного давления ре это проявляется в виде «горбов», что хорошо видно на рис. справа, где изображена внешняя скоростная характеристика двигателя гоночного автомобиля фирмы «Порше». Колебания давления используют также и во впускном трубопроводе: приход волны давления к впускному клапану, особенно в фазе его закрывания, способствует продувке и очистке камеры сгорания.

Если с общим выпускным трубопроводом соединяется несколько цилиндров двигателя, то число их должно быть не более трех, а чередование работы — равномерным с тем, чтобы выпуск отработавших газов из одного цилиндра не перекрывал и не влиял на процесс выпуска из другого. У рядного четырехцилиндрового двигателя два крайних цилиндра обычно объединяются в одну общую ветвь,

а два средних цилиндра — в другую. У рядного шестицилиндрового двигателя эти ветви образованы соответственно тремя передними и тремя задними цилиндрами. Каждая из ветвей имеет самостоятельный вход в глушитель, или на некотором расстоянии от него ветви объединяются, и организуется их общий ввод в глушитель.

Система динамического наддува (также называемого скоростным или пассивным наддувом) увеличивает давление на впуске двигателя. Рост давления во впускном коллекторе достигается за счет воздухозаборников особой формы, которые при увеличении скорости движения начинают буквально загонять воздух в двигатель.

Заметный эффект от пассивного наддува начинает проявляться при больших скоростях движения (более 150 км/ч), поэтому на обычных автомобильных двигателях система динамического наддува встречается крайне редко, но иногда применяется на спортивных мотоциклах и автомобилях, а также широко используется для наддува поршневых авиационных двигателей. Нередко пассивный наддув объединяют с другими видами наддува, делая воздухозаборник соответствующей формы.

Наддув автомобильных двигателей позволяет не только форсировать двигатели, увеличивать их удельную мощность, но и обеспечивать комплексное повышение показателей их технического уровня, как топливная экономичность, экологические качества, надежность. Недостатки автомобильных двигателей, связанные с турбонаддувом к настоящему времени в основном преодолены. Его использование и совершенствование позволило модернизировать ранее освоенные двигатели без наддува. Для ряда категорий автомобилей, в частности, автомобилей-лесовозов, карьерных, магистральных автопоездов двигатели без турбонаддува уже практически не используются. Однако для полной реализации указанных преимуществ применение турбонаддува должно предусматриваться уже на стадии проектирования двигателя.

1.3 Цель и задачи исследования

Совершенствование бензиновых двигателей внутреннего сгорания связано с повышением топливной экономичности, увеличением мощности, снижением массогабаритных показателей и др. Для массово выпускаемых двигателей номинальная частота вращения коленчатого вала (n) составляет 4500…6000 мин$^{-1}$, а её дальнейшее повышение не является целесообразным, поскольку возрастают инерционные нагрузки, механические потери, скорость изнашивания цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ). К перспективным направлениям развития бензиновых двигателей можно отнести их форсирование газотурбинным наддувом. Данное техническое решение ограничено рядом факторов, в числе которых повышенные тепловая и механическая нагрузки на детали КШМ и опасность возникновения детонации.

Среди отечественных, массово выпускаемых бензиновых двигателей отсутствуют комбинированные энергетические установки. В этой связи целесообразно выполнить ряд теоретических исследований с целью определения оптимальных параметров, технических решений направленных на повышение конкурентоспособности отечественной продукции на автомобильном рынке.

Целью работы является выявление фаз газораспределения и функции подъемов впускных и выпускных клапанов двигателя 4Ч8,2/7,56 (ВАЗ 21124) при форсировании газотурбинным наддувом для использования в качестве энергетической установки автомобилей Lada 4x4, Lada Largus, Lada Xray и их модификаций.

Автором предлагается выполнить теоретическое исследование по форсированию двигателя 4Ч8,2/7,56 (ВАЗ 21124) газотурбинным наддувом при этом ставятся следующие задачи:

– создать расширенную нульмерную модель двигателя 4Ч8,2/7,56 (ВАЗ 21124) с газотурбинным наддувом;

– проанализировать влияние различных параметров газораспределения, таких как законы движения впускных и выпускных клапанов, углы опережения от-

крытия и запаздывания закрытия впускных и выпускных клапанов на основные характеристики двигателя;

– выявить целесообразные фазы газораспределения и функции подъемов впускных и выпускных клапанов;

ГЛАВА 2

Для проведения теоретических исследований в AVL BOOST была создана модель двигателя 4Ч 8,2/7,56 с газотурбинным наддувом (рис. 2.1).

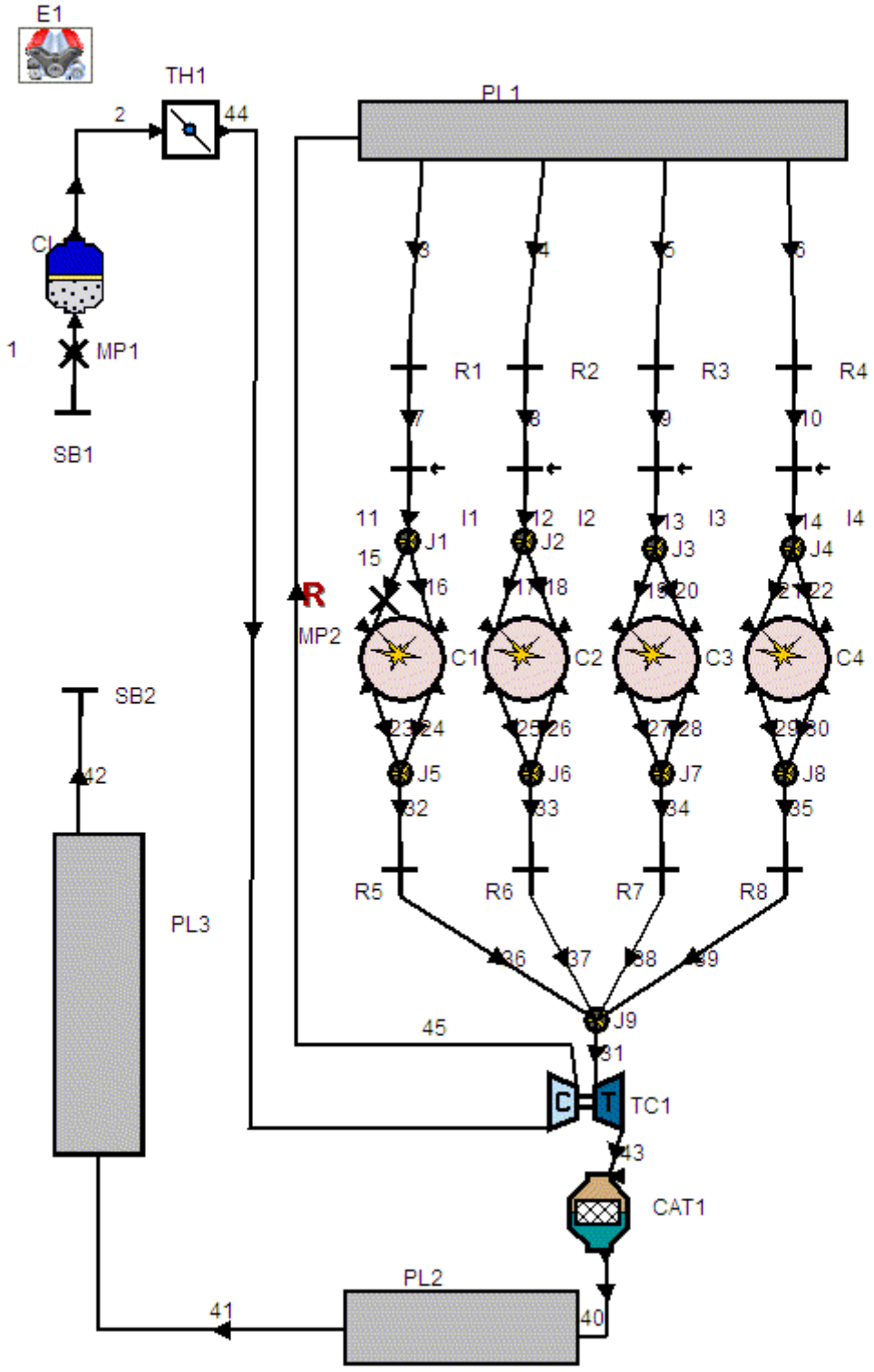

Рис 2.1 – Модель двигателя 4Ч 8,2/7,56 с газотурбинным наддувом

2.1 Математическая модель теплового расчета двигателя

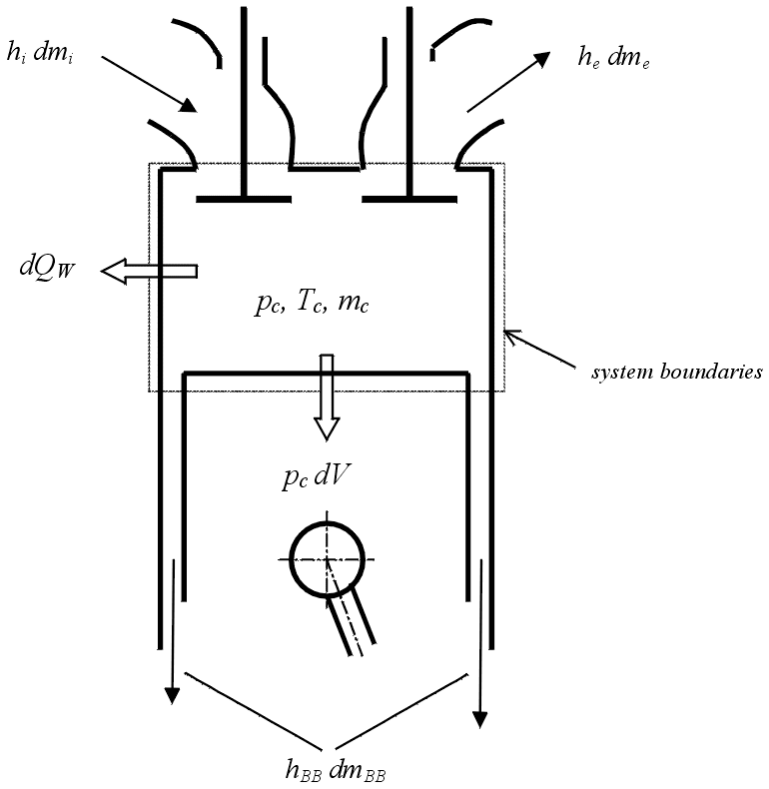

Рис. 2.2 – Обобщенная математическая модель надпоршневого пространства

Расчет термодинамического состояния рабочего тела внутри цилиндра основывается на первом законе термодинамики:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\varphi} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_F}{d\varphi} - \sum \frac{dQ_w}{d\varphi} - h_{ym} \cdot \frac{dm_{ym}}{d\varphi} + \sum \frac{dm_{in}}{d\varphi} \cdot h_{in} - \sum \frac{dm_{ex}}{d\varphi} \cdot h_{ex} - \\ -q_{исп} \cdot f \cdot \frac{dm_{исп}}{dt} \qquad (1)$$

Изменение массы рабочего тела в пространстве сжатия определяется соотношением

$$\frac{dm_г}{d\varphi} = \sum \frac{dm_{вп}}{d\varphi} - \sum \frac{dm_{вып}}{d\varphi} - \frac{dm_{ут}}{d\varphi} + \frac{dm_{исп}}{d\varphi} \qquad (2)$$

где $\frac{d(m_c \cdot u)}{d\varphi}$ – изменение внутренней энергии рабочего тела внутри цилиндра;

$p_c \cdot \frac{dV}{d\varphi}$ – работа; $\frac{dQ_F}{d\varphi}$ – функция тепловыделения (теплота подведенная к рабо-

чему телу от сгорания топлива); $\sum \frac{dQ_w}{d\varphi}$ – тепловые потери в стенки пространства сжатия; $h_{ут} \cdot \frac{dm_{ут}}{d\varphi}$ – энтальпия рабочего тела, утекающего через неплотности; m_c – масса рабочего тела внутри пространства сжатия; u – удельная внутренняя энергия рабочего тела; p_c – давление рабочего тела в пространстве сжатия; V – объем цилиндра; φ – положение коленчатого вала; dm_{in} – масса рабочего тела, поступающего в пространство сжатия; dm_{ex} – масса рабочего тела, покидающего пространство сжатия; h_{in} – энтальпия поступающего в пространство сжатия рабочего тела; h_{ex} – энтальпия рабочего тела, покидающего пространство сжатия; $q_{исп}$ – теплота испарения топлива; f – доля теплоты парообразования от нагретого заряда; $m_{исп}$ – масса испарившегося топлива.

Используем уравнение состояния:

$$p_c = \frac{m_c \cdot R \cdot T_c}{V}. \qquad (3)$$

Система уравнений решается методом Рунге-Кутта четвертого порядка.

Определение количества поступающего в пространство сжатия рабочего тела.

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot p_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_0 \cdot T_{01}}} \cdot \psi \qquad (4)$$

где $\frac{dm}{dt}$ – массовый расход; A_{eff} – эффективная площадь потока; p_{01} – давление поступающего заторможенного потока; T_{01} – температура поступающего заторможенного потока; R_0 – газовая постоянная.

Для дозвукового течения

$$\psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \tag{5}$$

Для сверхзвукового течения

$$\psi = \psi_{макс} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k}{k+1}} \tag{6}$$

где p_2 – статическое давление вытекающего газа; k – отношение теплоемкостей.

Действительную эффективную площадь потока можно определить:

$$A_{eff} = \mu\sigma \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \tag{7}$$

где $\mu\sigma$ – коэффициент расхода; d – диаметр (рис. 2).

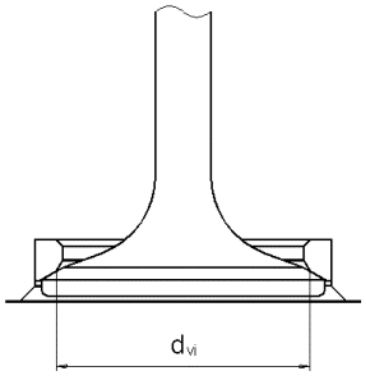

Рис. 2.3 – К расчету газодинамических явлений в клапаном механизме

Продувка (перекрытие клапанов)

Функция перемещения поршня имеет следующий вид:

$$s = (r + l) \cdot \cos\gamma - r \cdot \cos(\gamma + \varphi) - l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\gamma + \varphi) - \frac{e}{l}\right)^2} \quad (8)$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{e}{r + l}\right) \quad (9)$$

где s – положение поршня относительно верхней мертвой точки; r – радиус кривошипа; l – длинна шатуна; γ – угол между вертикальным положением кривошипа и положением кривошипа в верхней мертвой точке; e – величина дезаксиала; φ – угол поворота коленчатого вала относительно верхней мертвой точки.

Теплопередача

Теплопередача в стенки камеры сгорания, цилиндра, днища поршня определяются уравнением Ньютона-Рихмана. Уравнение в общем виде приведено ниже:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}), \quad (10)$$

где Q_{wi} – количество теплоты, переданное в стенки элемента (головки цилиндра, цилиндра, поршня); A_i – площадь тепловоспринимающей поверхности элемента (головки цилиндра, цилиндра, поршня); α_w – коэффициент теплоотдачи; T_c – температура рабочего тела внутри цилиндра; T_{wi} – температура стенки элемента (головки цилиндра, цилиндра, поршня).

Текущая температура стенки цилиндров определяется:

$$T_L = T_{L_BMT} \cdot \frac{1 - e^{-c \cdot x}}{x \cdot c}, \quad (11)$$

$$c = \ln\left(\frac{T_{L_BMT}}{T_{L_HMT}}\right), \quad (12)$$

где T_L – текущая температура; $T_{L\,BMT}$ – температура стенки цилиндра в ВМТ; $T_{L\,HMT}$ – температура стенки цилиндра в НМТ; x – относительный ход поршня.

Коэффициент теплоотдачи рассчитывается по уравнению Г. Вошни:

$$a_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot \left\{ c_1 \cdot C_П \cdot \left[1 + 2 \cdot \left(\frac{V_c}{V} \right)^2 \cdot p_i^{-0,2} \right] \right\}^{0,8} \quad (13)$$

$$c_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \frac{C_B}{C_П} \quad (14)$$

где V_c – объем камеры сгорания; V – текущий объем пространства сжатия; p_i – среднее индикаторное давление цикла; D – диаметр цилиндра; C_n – средняя скорость поршня; $C_в$ – скорость вихря.

Для определения коэффициента теплоотдачи a_w в процессе газообмена используется формула:

$$a_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot \left(c_3 \cdot C_П \right)^{0,8}, \quad (15)$$

$$c_3 = 6,18 + 0,417 \cdot \frac{C_B}{C_П}. \quad (16)$$

Определение утечки рабочего тела через неплотности цилиндропоршневой группы.

Утечки рабочего тела из пространства сжатия определяются по уравнениям (4 – 6). Эффективная площадь потока A_{eff} утекающего рабочего тела рассчитывается по зависимости:

$$A_{eff} = D \cdot \pi \cdot \delta, \quad (17)$$

где D – диаметр цилиндра; δ – зазор между поршнем и цилиндром.

Сгорание

$$\frac{dm_b \cdot u_b}{d\varphi} = -p_c \cdot \frac{dV_b}{d\varphi} + \frac{dQ_F}{d\varphi} - \sum \frac{dQ_{wb}}{d\varphi} + h_u \cdot \frac{dm_b}{d\varphi} - h_{ym.b} \cdot \frac{dm_{ym.b}}{d\varphi} \quad (18)$$

$$\frac{dm_u \cdot u_u}{d\varphi} = -p_c \cdot \frac{dV_u}{d\varphi} - \sum \frac{dQ_{Wu}}{d\varphi} - h_u \cdot \frac{dm_b}{d\varphi} - h_{ym.u} \cdot \frac{dm_{ym.u}}{d\varphi} \quad (19)$$

$$\frac{dV_b}{d\varphi} + \frac{dV_u}{d\varphi} = \frac{dV}{d\varphi} \quad (20)$$

$$V_b + V_u = V \quad (21)$$

$$\frac{dQ_F}{d\varphi} = Hu \cdot m_{цикл} \cdot 6{,}908 \cdot \left(\frac{m+1}{\varphi_z}\right) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^m \cdot e^{-6{,}908\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}} \quad (22)$$

где Hu – низшая теплота сгорания топлива; $m_{цикл}$ – цикловая подача топлива; m – показатель характера сгорания; φ – текущий угол поворота коленчатого вала от начала сгорания; φ_z – продолжительность сгорания.

Модель Детонации

Для бензиновых двигателей с внешним смесеобразованием моделью детонации прогнозируется минимальное октановое число, необходимое для работы без нарушения сгорания. Порог для возникновения детонации превышен, если интеграл (23) для несгоревшей зоны рабочего тела до окончания сгорания больше единицы, т.е.:

$$\int_0^{t_Z} \frac{1}{\tau_i(t)} dt \le 1, \quad (23)$$

где $\tau_i(t)$ – задержка воспламенения рабочего тела в несгоревшей зоне камеры сгорания; t_Z – продолжительность сгорания.

Задержка воспламенения рабочего тела в несгоревшей зоне камеры сгорания определяется полуэмпирическим уравнением:

$$\tau_i(t) = A \cdot \left(\frac{ОЧ}{100}\right)^a \cdot p^{-n} \cdot e^{\frac{B}{T}} \qquad (24)$$

где A = 17,68 мс; a = 3,402; n = 1,7; B = 3800 К.

Определение вредных веществ образующихся в камере сгорания двигателя

Оксиды азота (NO_x)

Таблица 2.1

	Реакция	$k_i = k_{0,i} \cdot T^a \cdot e^{\left(\frac{-T_{A_i}}{T}\right)}$	k_0	a	T_{A_i}, К
R1	$N_2 + O = NO + O$	$r_1 = k_1 \cdot C_{N_2} \cdot C_O$	$4{,}93 \cdot 10^{13}$	0,0472	38048,01
R2	$O_2 + N = NO + O$	$r_2 = k_2 \cdot C_{O_2} \cdot C_N$	$1{,}48 \cdot 10^{8}$	1,5	2859,01
R3	$N + OH = NO + H$	$r_3 = k_3 \cdot C_N \cdot C_{OH}$	$4{,}22 \cdot 10^{13}$	0	0
R4	$N_2O + O = NO + NO$	$r_4 = k_4 \cdot C_{N_2O} \cdot C_O$	$4{,}58 \cdot 10^{13}$	0	12130,6
R5	$O_2 + N_2 = N_2O + O$	$r_5 = k_5 \cdot C_{N_2} \cdot C_{O_2}$	$2{,}28 \cdot 10^{10}$	0,825	50569,7
R6	$OH + N_2 = N_2O + H$	$r_6 = k_6 \cdot C_{OH} \cdot C_{N_2}$	$9{,}14 \cdot 10^{7}$	1,148	36190,66

Все реакции в степени r_i имеют единицу измерения (моль/см^3 с). Концентрация N_2O рассчитывается в соответствии с:

$$C_{N_2O} = 1{,}1802 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,6125} \cdot e^{\left(\frac{9471,6}{T}\right)} \cdot C_{N_2} \cdot \sqrt{p_{O2}} \qquad (25)$$

Окончательная стадия образования/распада NO в [моль/см^{3}с] рассчитывается как:

$$r_{NO} = C_{Post\,\mathrm{Pr}\,ocMult} \cdot C_{KineticMult} \cdot 2{,}0 \cdot \left(1 - \alpha^2\right) \cdot \frac{r_1}{1 + \alpha \cdot AK_2} \cdot \frac{r_4}{1 + AK_4} \qquad (26)$$

где: $\alpha = \frac{C_{NO,act}}{C_{NO,equ}} \cdot \frac{1}{C_{Post\,\mathrm{Pr}\,ocMult}}$, $AK_2 = \frac{r_1}{r_2 + r_3}$, $AK_4 = \frac{r_4}{r_5 + r_6}$.

Монооксид углерода (CO)

Таблица 2.2

	Реакция	Скорость протекания реакции
R1	$CO + OH = CO_2 + H$	$r_1 = 6,76 \cdot 10^{10} \cdot e^{\left(\frac{T}{1102,0}\right)} \cdot C_{CO} \cdot C_{OH}$
R2	$CO + O_2 = CO_2 + O$	$r_2 = 2,51 \cdot 10^{12} \cdot e^{\left(\frac{-24055,0}{T}\right)} \cdot C_{CO} \cdot C_{O_2}$

$$r_{CO} = C_{const} \cdot (r_1 + r_2) \cdot (1 - \alpha) \quad (27)$$

где $\alpha = \frac{C_{CO,act}}{C_{CO,equ}}$.

Образование не сгоревших углеводородов (CH)

В двигателе с искровым зажиганием образование несгоревших углеводородов имеет различные пути. Полное описание процесса их формирования пока отсутствует. Тем не менее, в программном комплексе AVL Boost предложена феноменологическая модель, которая учитывает основные механизмы формирования углеводородов в зависимости от рабочего цикла и параметров двигателя.

В двигателях с искровым зажиганием можно выделить следующие основные источники несгоревших углеводородов:

1. Часть заряда, которая заняла объемы зазоров (между поршнем, цилиндром и поршневыми кольцами) не сгорает, так как происходит гашение пламени.

2. Пары топлива, впитывающиеся в слой масла и отложения на стенках цилиндра во время впуска и сжатия. При снижении давления в цилиндре во время такта расширения происходит последующая десорбция, по этой причине сгорание топлива не полное.

3. Гашение пламени в пристеночной области камеры сгорания.

4. Случайные пропуски воспламенения.

5. Для двигателей с впрыском топлива во впускной коллектор в период перекрытия клапанов пары топлива могут перетекать в систему выпуска отработавших газов.

$$m = \frac{p \cdot V \cdot M}{R \cdot T} \tag{28}$$

$$\frac{\partial w_F}{\partial t} - D \cdot \frac{\partial^2 w_F}{\partial r^2} = 0 \tag{29}$$

$$D = 7{,}4 \cdot 10^{-8} \cdot M^{0{,}5} \cdot T \cdot v_f^{-0{,}6} \cdot \mu^{-1}, \tag{30}$$

где M – молекулярный вес масла [г/моль]; T – температура масла [K]; v_f – молярный объем топлива при нормальных условиях кипения [см^3/моль]; μ – вязкость масла [сантипуаз].

$$F_{prob} = F \cdot C_1 \cdot e^{\left\{-(\vartheta_{EVO} - \vartheta_{90})/(-0{,}35\cdot[\vartheta_{90} - \vartheta_0])\right\}}, \tag{31}$$

$$C_1 = 0{,}0032 + \frac{(\phi - 1)}{22}, \tag{32}$$

$$C1 = 0{,}003 + \left[1{,}1 \cdot (\phi - 1)\right]^4 \tag{33}$$

$$\frac{dC_{CH}}{dt} = -F_{Ox} \cdot A_{Ox} \cdot C_{O_2} \cdot C_{CH} \cdot e^{-\frac{T_{Ox}}{T}}, \tag{34}$$

где C_{CH} – концентрация углеводородов [кмоль/м^3]; C_{O2} – концентрация кислорода [кмоль/м^3]; F_{Ox} – настраиваемый параметр; T_{Ox} – температура активации, по умолчанию в программе T_{Ox} = 18790.0 [K]; A_{Ox} – фактор частоты соударений, по умолчанию в программе A_{Ox} = 7.7E12 [м^3·с / кмоль].

Расчет компонентов «Объем»

$$\frac{d(m_{pl} \cdot u)}{d\alpha} = -P_{pl} \cdot \frac{dV}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e + \frac{dQ_{reac}}{d\alpha} \quad (35)$$

где, m_{pl} – масса РТ, содержащаяся в объеме; u – удельная внутренняя энергия РТ; P_{pl} – давление в объеме; V – объем; Q_w – тепловые потери в стенки объема; α – угол поворота коленчатого вала; dm_i – масса элемента, поступившего в объем; dm_e – масса элемента, покинувшего объем; h_i – энтальпия элемента, поступившего в объем; h_e – энтальпия элемента, покинувшего объем; Q_{reac} – источник энтальпии вследствие химических реакций.

Теплообмен внутри объема

$$\alpha = 0{,}018 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R_0 \cdot \rho \cdot u_{ch}^{0,8} \cdot L_{ch}^{-0,2} \cdot 0{,}2 \cdot (0{,}127 + 1{,}3 \cdot T \cdot 10^{-4}) \quad (36)$$

$$L_{ch} = \sqrt[3]{V} \quad (37)$$

$$u_{ch} = \frac{1}{n} \cdot \sum\nolimits_n u_{pipe} \cdot \frac{A_{pipe}}{L_{ch}^2} \quad (38)$$

Расчет компонентов «Ограничитель»

Моделирование потока через ограничение потока (и поворотный клапан) основано на уравнении энергии, уравнении неразрывности и формулы для изоэнтропического изменения состояния:

$$G = A_{geo} \cdot p_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_0 \cdot T_{01}}} \cdot \psi \quad (39)$$

для дозвукового течения

$$\psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (40)$$

для сверхзвукового течения

$$\psi = \psi_{макс} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k}{k+1}}, \quad (41)$$

где G – массовый расход; A_{geo} – эффективная площадь потока; p_{01} – давление поступающего заторможенного потока; T_{01} – температура поступающего заторможенного потока; R_0 – газовая постоянная; p_2 – статическое давление вытекающего газа; k – отношение теплоемкостей.

Расчет компонента «Форсунка»

$$G = C_{evap} \cdot k_q \cdot A_p \cdot P_g \cdot \left(\frac{y_{q.sat} - y_q}{1 - y_{q.sat}}\right) \cdot MW_q \quad (42)$$

$$sh = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Sh^{0.22} \quad (43)$$

Расчет механических потерь

Суммарное среднее давление механических потерь складывается из:

$$p_м = p_{коленвала} + p_{порш.гр.} + p_{клап.мех} + p_{вспом.мех.}. \quad (44)$$

Среднее давление механических потерь на трение вращения коленчатого вала определяется ($p_{коленвала}$):

$$p_{коленвала} = C_{cb} \cdot \left(\frac{n \cdot d_к^3 \cdot L_к \cdot i_к}{D^2 \cdot S \cdot i_ц}\right) + C_{CS} \cdot \left(\frac{d_к}{D^2 \cdot S \cdot i_к}\right) + C_{td} \cdot \left(\frac{n^2 \cdot d^2 \cdot i_ц}{i_к}\right), \quad (45)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$; D – диаметр цилиндра, м; S – ход поршня, м; $d_к$ – диаметр коренной шейки коленчатого вала, м; $L_к$ – длинна коренной шейки коленчатого вала, м; $i_к$ – количество коренных шеек; $i_к$ – количество цилиндров; C_{cb} – коэффициент гидродинамических потерь в коренных подшипниках, Па/мин$^{-1}$·м; C_{cs}– коэффициент потерь на трение в уплотнении корен-

ных подшипниках, Па·м^2; C_{td} – коэффициент потерь на трение за счет вязкой диссипации Па·с^2/м^2·мин$^{-1}$.

Среднее давление механических потерь на трение в поршневой группе ($p_{порш.гр.}$) определяется по уравнению:

$$p_{порш.гр.} = C_{pb} \cdot \left(\frac{n \cdot d_ш^3 \cdot L_ш \cdot i_ш}{D^2 \cdot S \cdot i_ц} \right) + C_{ps} \cdot \left(\frac{S \cdot n}{30 \cdot D} \right) + C_{pr} \cdot \left(1 + \frac{1000}{n} \right) \cdot \left(\frac{1}{D^2} \right) \cdot C_0 \cdot$$

$$\cdot \frac{p_i}{p_a} \cdot \left(0{,}088 \cdot r_C + 0{,}182 \cdot r_C^{\left(1{,}33 - 0{,}0238 \frac{S \cdot n}{30}\right)} \right) \quad (46)$$

где $d_ш$ – диаметр шатунной шейки коленчатого вала, м; $L_ш$– длинна шатунной шейки коленчатого вала, м; $i_ш$ – количество шатунных шеек; C_{pb} – коэффициент гидродинамических потерь в шатунных подшипниках, Па/мин$^{-1}$·м; C_{ps} – коэффициент гидродинамических потерь в сопряжении юбка поршня – стенка цилиндра; C_{pr} – коэффициент гидродинамических потерь в сопряжении поршневое кольцо – стенка цилиндра; C_0 – трения кольца при воздействии давления газов на него; P_i – ; P_a – ; r_c – .

Среднее давление механических потерь на трение в механизме газораспределения ($p_{клап.мех.}$) определяется зависимостью:

$$p = C_{VB} \cdot \left(\frac{n \cdot i_{п.рв.}}{D^2 \cdot S \cdot i_ц} \right) + C_{VO} + C_{VH} \cdot \left(\frac{L_{кл}^{1,5} \cdot n^{0,5} \cdot i_{кл}}{D \cdot S \cdot i_ц} \right) + C_{VM} \cdot \left(1 + \frac{1000}{n} \right) \cdot \frac{L_{кл} \cdot i_{кл}}{S \cdot i_ц} + p_{толкателя} \quad (47)$$

где $i_{п.рв.}$ – количество подшипников на распределительном вале; $L_{кл}$ – максимальная высота подъема клапана, м; $i_{кл}$ – количество клапанов; C_{vb} – коэффициент гидродинамических потерь в подшипниках распределительного вала, Па·м^3/мин$^{-1}$; C_{v0} – ; C_{vh} – ; C_{vm} – ; $p_{толкателя}$ – потери в толкателе.

Потери на трение толкателя определяются зависимостью:

– для плоского

$$p_{толкателя} = C_{vf} \cdot \left(1 + \frac{1000}{n} \right) \cdot \frac{i_{кл}}{S \cdot i_ц} \quad (48)$$

– для роликового

$$p_{толкателя} = C_{vr} \cdot \left(\frac{n \cdot i_{кл}}{S \cdot i_{ц}} \right) \quad (49)$$

где C_{vf} – постоянная для плоского толкателя, Па·м; C_{vr} – постоянная для роликового толкателя, Па·м.

Среднее давление механических потерь на привод вспомогательных агрегатов (масляный и водяной насосы) находится по формуле:

$$p_{вспом.мех.} = 6,23 \cdot 10^{-3} + 5,22 \cdot n - 1,79 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 . \quad (50)$$

ГЛАВА 3

Результаты исследования профилей впускного и выпускного кулачков и фаз газораспределения двигателя 4ч 8,2/7,56 с газотурбинным наддувом

Совершенствование бензиновых двигателей внутреннего сгорания связано с повышением топливной экономичности, увеличением мощности, снижением массогабаритных показателей и др. Для массово выпускаемых двигателей номинальная частота вращения коленчатого вала (n) составляет 4500…6000 мин$^{-1}$, а её дальнейшее повышение не является целесообразным, поскольку возрастают инерционные нагрузки, механические потери, скорость изнашивания цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ). К перспективным направлениям развития бензиновых двигателей можно отнести их форсирование газотурбинным наддувом.

В программе AVL Boost была создана модель двигателя 4Ч 8,2/7,56 с газотурбинным наддувом. Математическая модель кратко изложена в главе 2.

Дополнительно разработана программа синтеза законов перемещения, скорости и ускорения клапана. Рабочее окно программы приведено на рис. 3.1.

Перемещение клапана:

$$h = h_{макс} \cdot \left[1 + C_2 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^2 + C_P \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^P + C_q \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^q + C_r \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^r + C_S \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^S \right]$$

Скорость клапана:

$$V = h_{макс} \cdot \left(\frac{\omega}{\varphi_{P0}} \right) \cdot \left[2 \cdot C_2 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right) + p \cdot C_P \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{P-1} + \right.$$

$$\left. + q \cdot C_q \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{q-1} + r \cdot C_r \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{r-1} + s \cdot C_S \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{S-1} \right]$$

Ускорение клапана:

$$J = h_{макс} \cdot \left(\frac{\omega}{\varphi_{P0}} \right)^2 \cdot \left[2 \cdot C_2 + p \cdot (p-1) \cdot C_P \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{P-2} + q \cdot (q-1) \cdot C_q \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{q-2} + \right.$$

$$\left. + r \cdot (r-1) \cdot C_r \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{r-2} + s \cdot (s-1) \cdot C_S \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{S-2} \right]$$

Исходные данные, изменяемые по частоте вращения при синтезе рабочих циклов, сведены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1

n, мин$^{-1}$	α	θ, град ПКВ	φ_z, град ПКВ	$\pi_к$, МПа
840	0,912	-9	45	1,05
990	0,912	-5,5	45	1,10
1170	0,912	4	45	1,15
1380	0,912	4	45	1,20
1650	0,912	8,5	45	1,25
1950	0,901	9	46	1,30
2310	0,901	7,5	47	1,35
2730	0,893	10,5	48	1,40
3210	0,893	12,5	49	1,45
3840	0,893	11,5	50	1,50
4530	0,847	12	50	1,50
5000	0,832	16,5	50	1,50

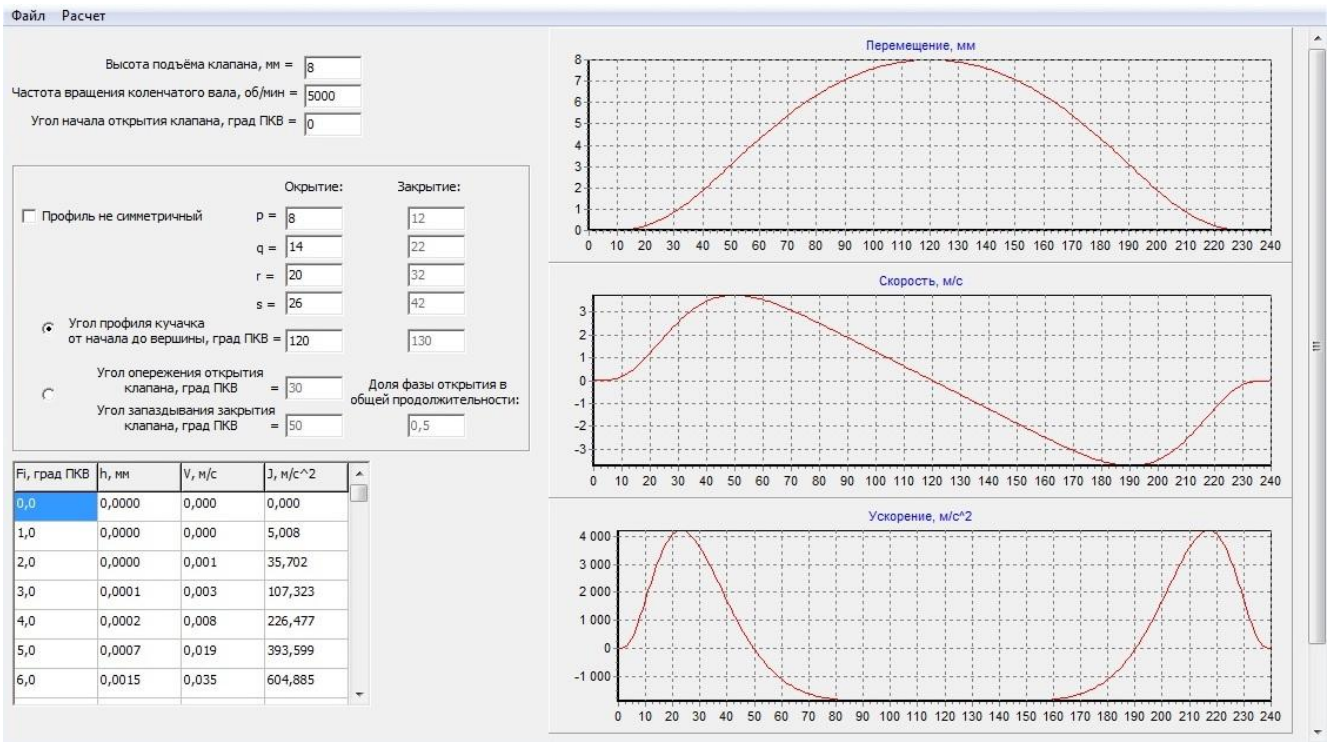

Рис. 3.1 – Главное окно программы

По разработанной программе смоделированы два впускных (рис. 3.2 и 3.3) и три выпускных (рис. 3.4 и 3.5) законов движения клапанов. Характеристики профилей следующие: для впускных клапанов продолжительность открытия 240 и 260 град. ПКВ, высота подъема 7,62 мм; для выпускных клапанов продолжительность открытия 240, 260 и 280 град. ПКВ, высота подъема 7,67 мм.

Рис. 3.2 – Перемещение, скорость и ускорение впускного клапана ($h_{кл}$ = 7,62, $\varphi_{кл}$ = 240 град ПКВ)

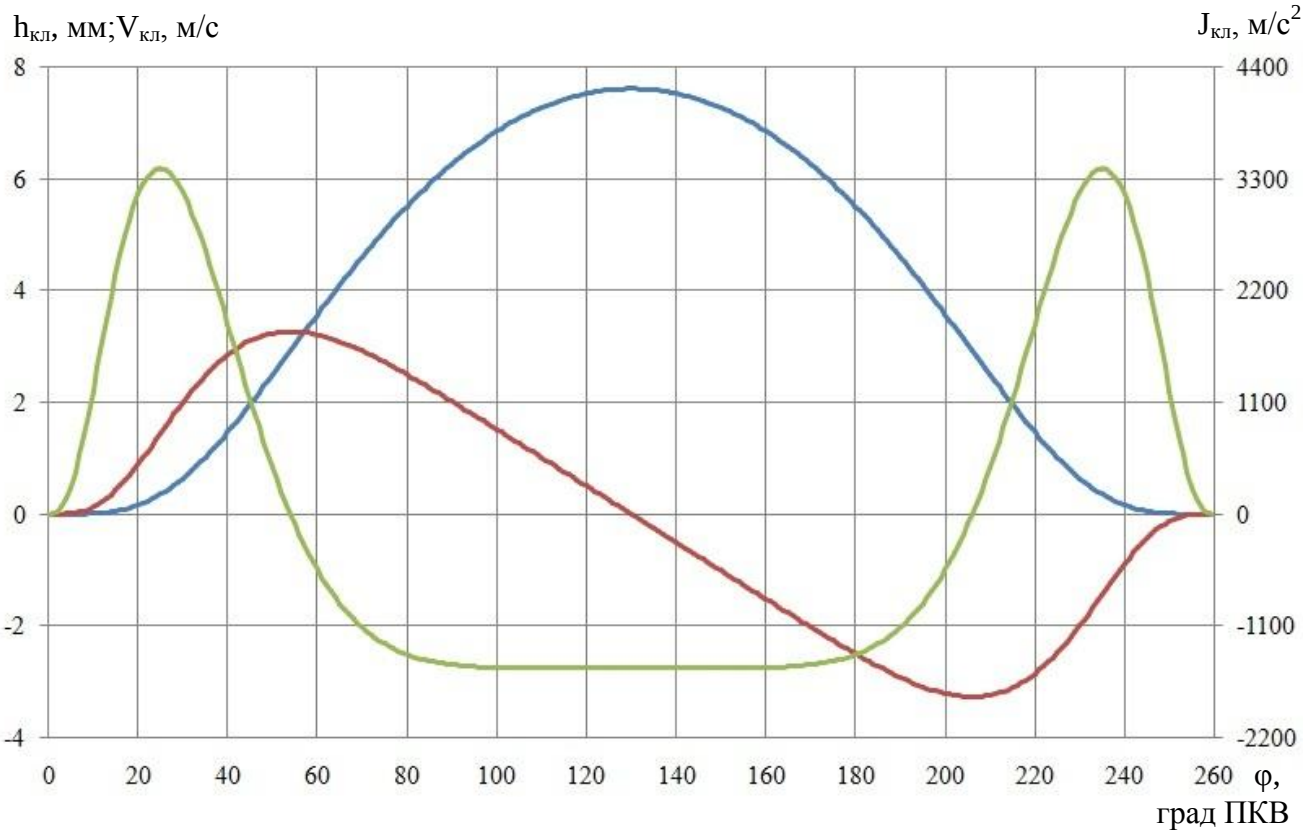

Рис. 3.3 – Перемещение, скорость и ускорение впускного клапана ($h_{кл}$ = 7,62, $\varphi_{кл}$ = 260 град ПКВ)

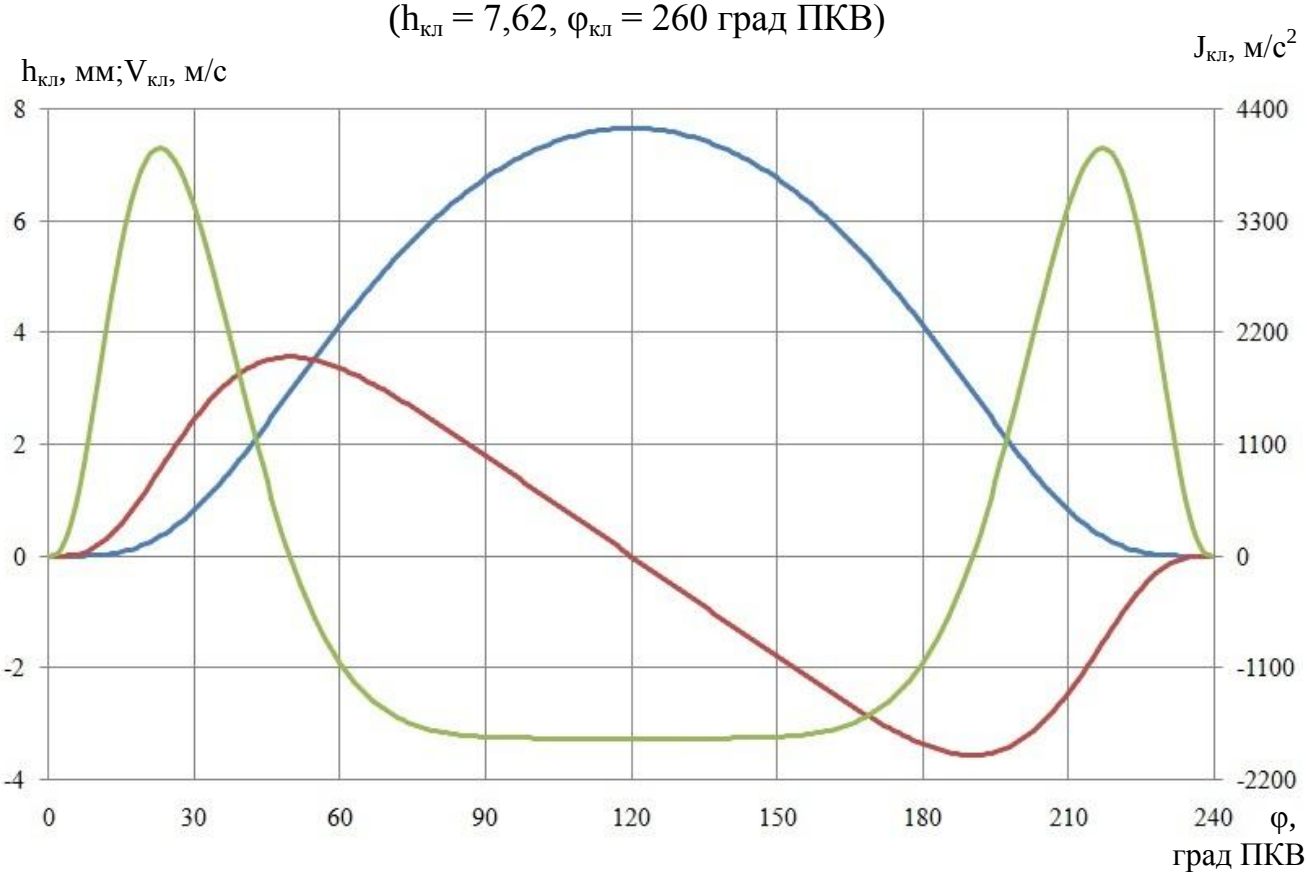

Рис. 3.4 – Перемещение, скорость и ускорение выпускного клапана ($h_{кл}$ = 7,67, $\varphi_{кл}$ = 240 град ПКВ)

Рис. 3.5 – Перемещение, скорость и ускорение выпускного клапана ($h_{кл}$ = 7,67, $\varphi_{кл}$ = 260 град ПКВ)

Для определения оптимальных углов опережения открытия впускных и выпускных клапанов выполнена серия расчетов результаты, которых сведены в таблицу 3.2. Параметрическое исследование выполнялась для законов с продолжительностью подъема 240 градусов поворота коленчатого вала, как для впускных, так и для выпускных клапанов. В качестве определяющих параметров выбраны эффективная мощность (рис. 3.6), крутящий момент (3.7) и эффективный удельный расход топлива двигателем (3.8).

Из анализа полученных результатов выявлено, что наилучшая эффективная мощность, крутящий момент и топливная экономичность достигаются в интервале углов опережения открытия впускных клапанов 20…25 град ПКВ до верхней мертвой точки не зависимо от углов опережения открытия выпускных клапанов. Приемлемому углу опережения открытия выпускных клапанов соответствует значение 33 град ПКВ до нижней мертвой точки.

Таблица 3.2

$\varphi_{вп.\ о.о.}$, град ПКВ	$\varphi_{вып.\ о.о.}$, град ПКВ								
	23	**33**	43	23	**33**	43	23	**33**	43
	Ne, кВт			M, Н·м			ge, г/кВт·ч		
-10	57,762	58,163	58,730	171,832	173,027	174,713	262,047	260,083	259,456
0	62,950	63,130	62,666	187,266	187,802	186,422	261,018	259,112	258,85
10	66,440	67,233	66,505	197,65	200,007	197,843	260,674	258,606	258,412
20	68,254	**69,394**	68,971	203,047	**206,436**	205,178	260,646	**258,554**	258,257
30	68,297	69,449	69,200	203,174	206,602	205,86	260,939	259,066	258,715
40	66,920	67,952	67,848	199,079	202,148	201,837	262,251	260,556	260,067
50	64,656	65,660	65,545	192,341	195,331	194,987	264,497	263,059	262,44

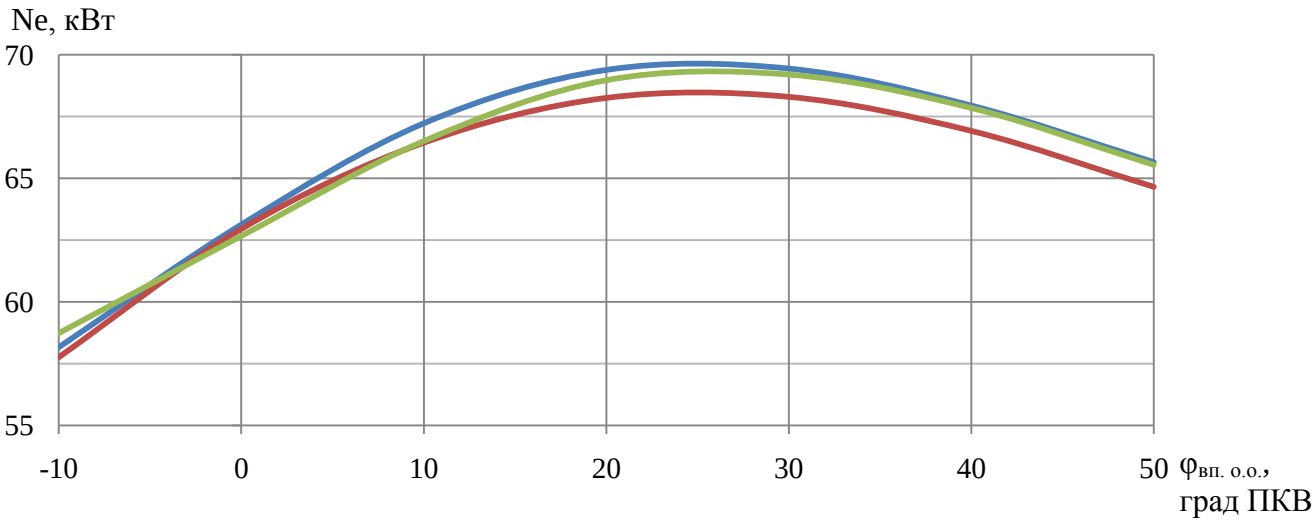

Рис. 3.6 – Зависимость эффективной мощности от угла опережения открытия впускных клапанов при частоте вращения коленчатого вала двигателя 3210 мин$^{-1}$
(— $\varphi_{вып.\ о.о.}$ = 23 град ПКВ; — $\varphi_{вып.\ о.о.}$ = 33 град ПКВ; — $\varphi_{вып.\ о.о.}$ = 43 град ПКВ)

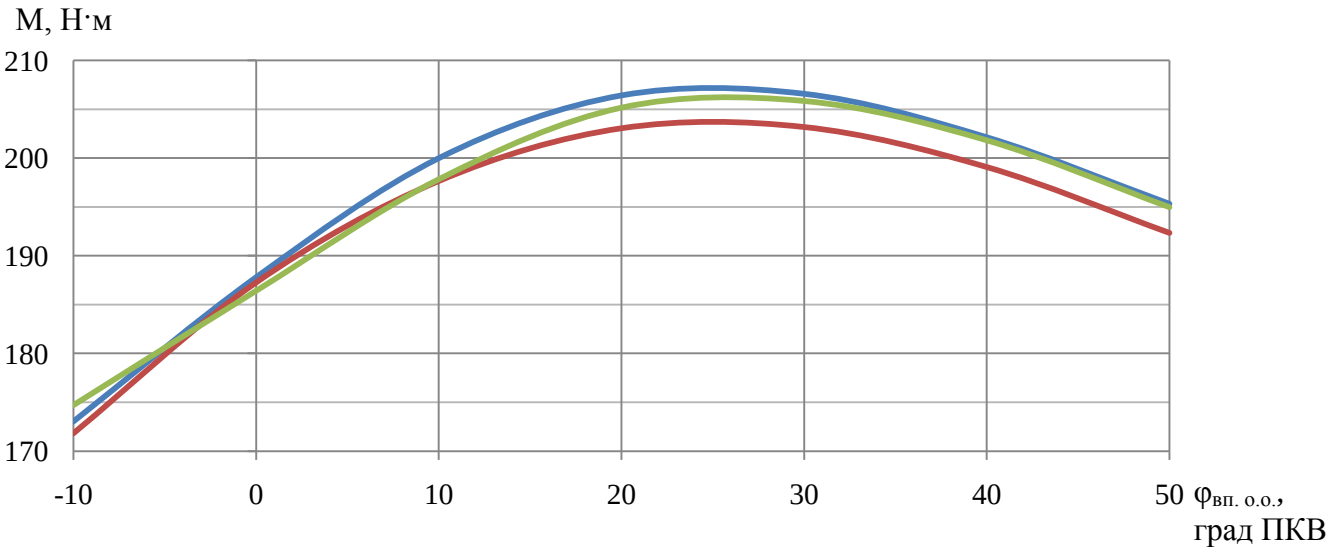

Рис. 3.7 – Зависимость крутящего момента от угла опережения открытия впускных клапанов при частоте вращения коленчатого вала двигателя 3210 мин$^{-1}$
(— $\varphi_{вып.\ о.о.}$ = 23 град ПКВ, — $\varphi_{вып.\ о.о.}$ = 33 град ПКВ — $\varphi_{вып.\ о.о.}$ = 43 град ПКВ)

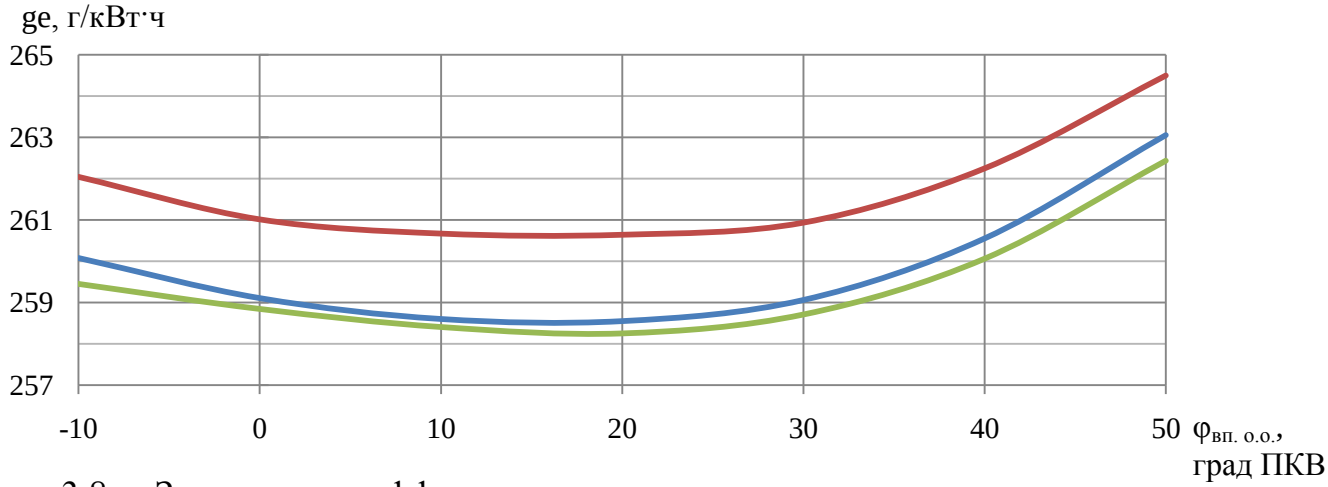

Рис. 3.8 – Зависимость эффективного удельного расхода топлива от угла опережения открытия впускных клапанов при частоте вращения коленчатого вала двигателя 3210 мин$^{-1}$ ($\varphi_{вып.\ о.о.}$ = 23 град ПКВ, $\varphi_{вып.\ о.о.}$ = 33 град ПКВ $\varphi_{вып.\ о.о.}$ = 43 град ПКВ)

Используя данные параметрических исследований, сформированы три различных варианта фаз газораспределения двигателя 4Ч 8,2/7,56. Первый вариант фаз газораспределения, приведенный в таблице 3.3, является стандартным для двигателя прототипа, а со второго по четвертый опытные.

Таблица 3.3

Варианты фаз газораспределения	Впускные клапаны			Выпускные клапаны			$\varphi_{пер.\ кл.}$, град ПКВ
	$\varphi_{вп\ о.о}$, град ПКВ	$\varphi_{вп\ з.з}$, град ПКВ	$\varphi_{кл}$, град ПКВ	$\varphi_{вып\ о.о}$, град ПКВ	$\varphi_{вып\ з.з}$, град ПКВ	$\varphi_{кл}$, град ПКВ	
1 (Штатный)	30	58	268	53	24	257	54
2 (Опытный)	20	40	240	33	27	240	47
3 (Опытный)	20	40	240	72	28	280	48
4 (Опытный)	20	60	260	33	47	260	67

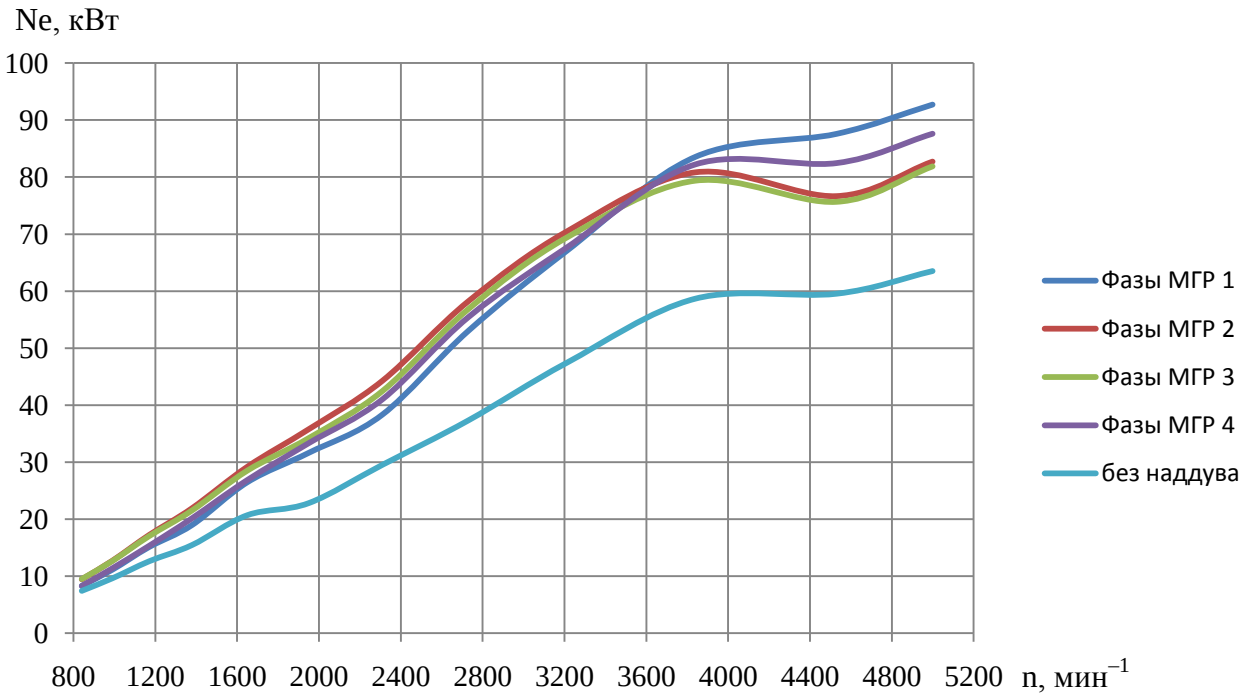

Рис. 3.9 – Зависимость эффективной мощности от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

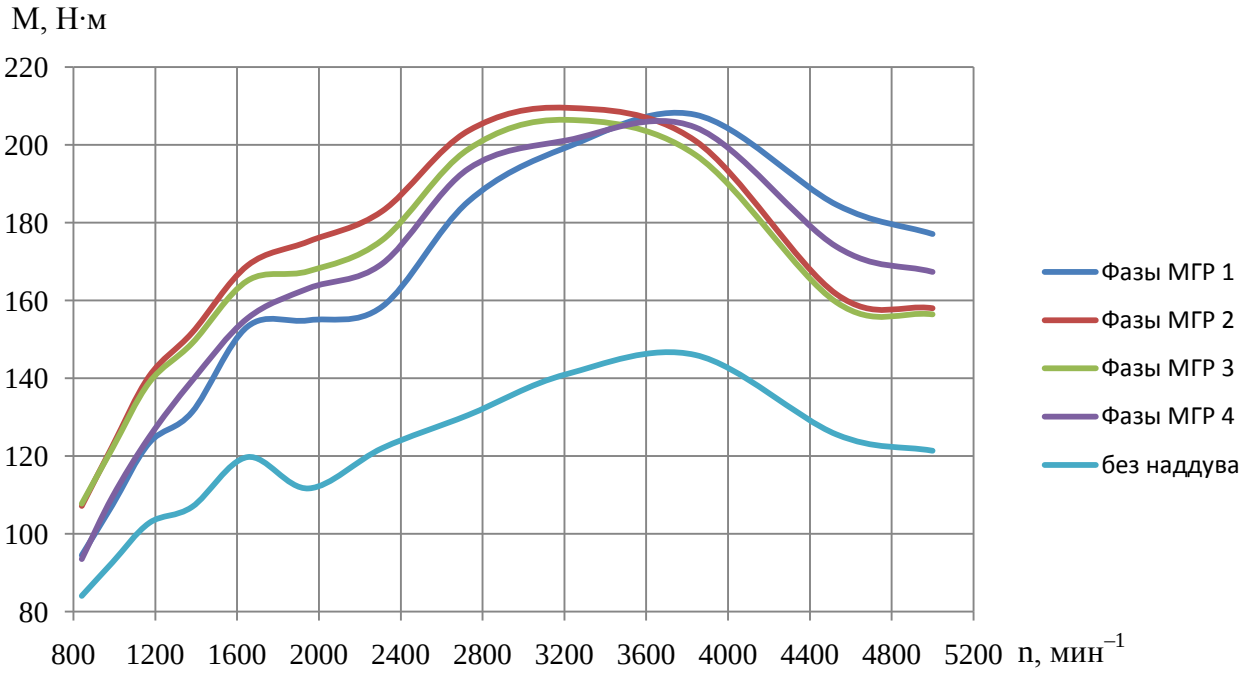

Рис. 3.10 – Зависимость крутящего момента от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

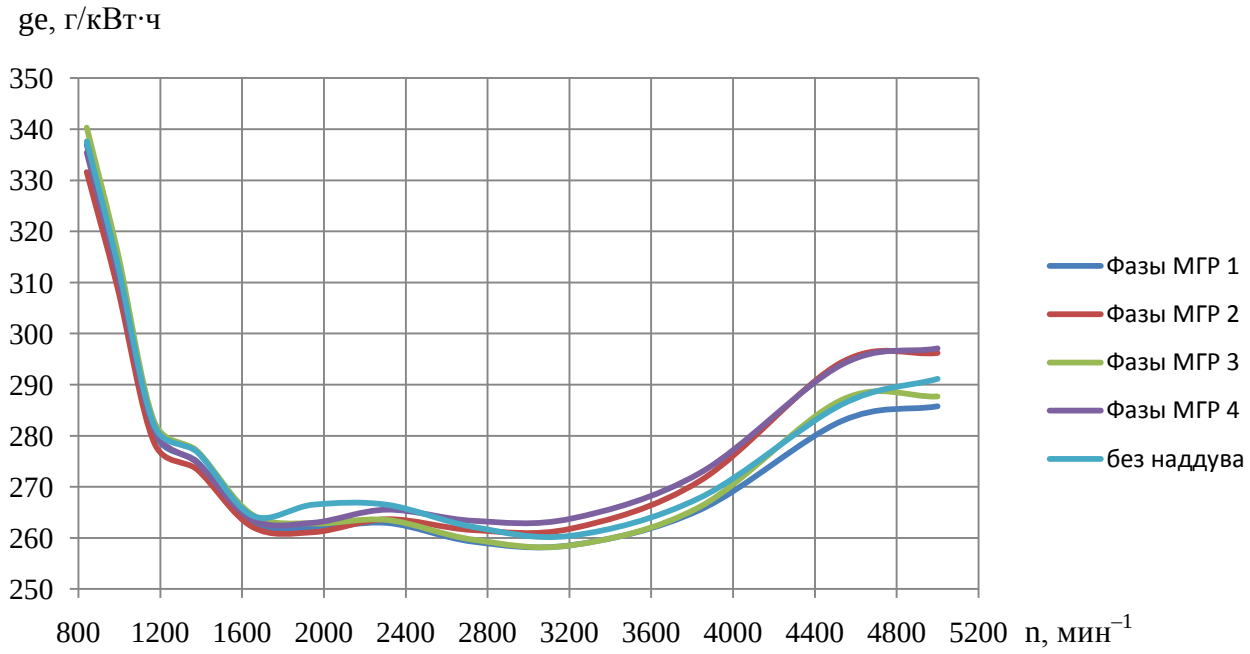

Рис. 3.11 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

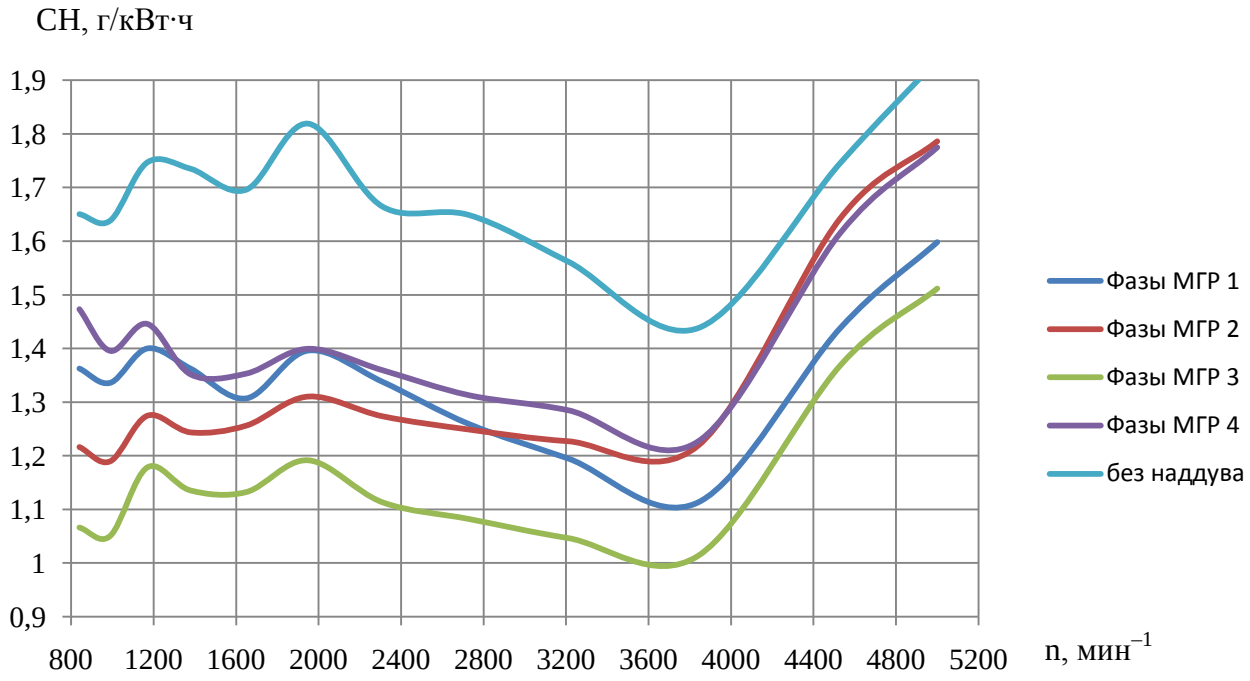

Рис. 3.12 – Зависимость выбросов CH от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

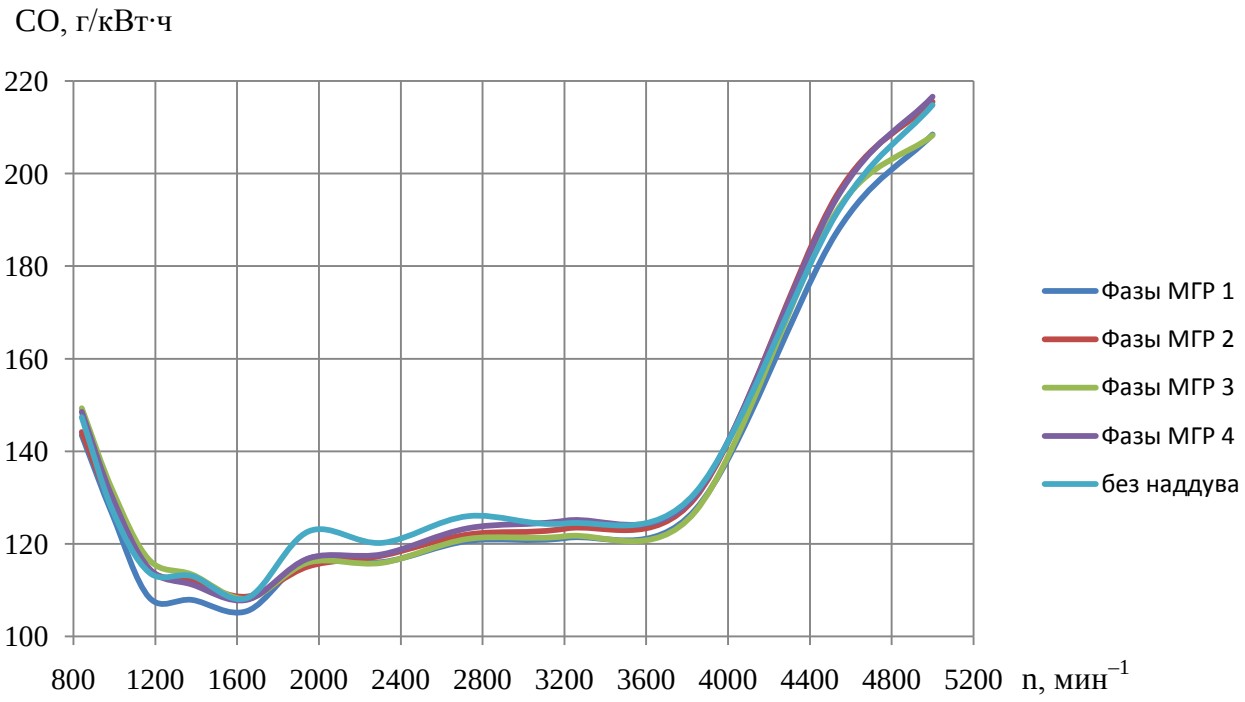

Рис. 3.13 – Зависимость выбросов CO от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

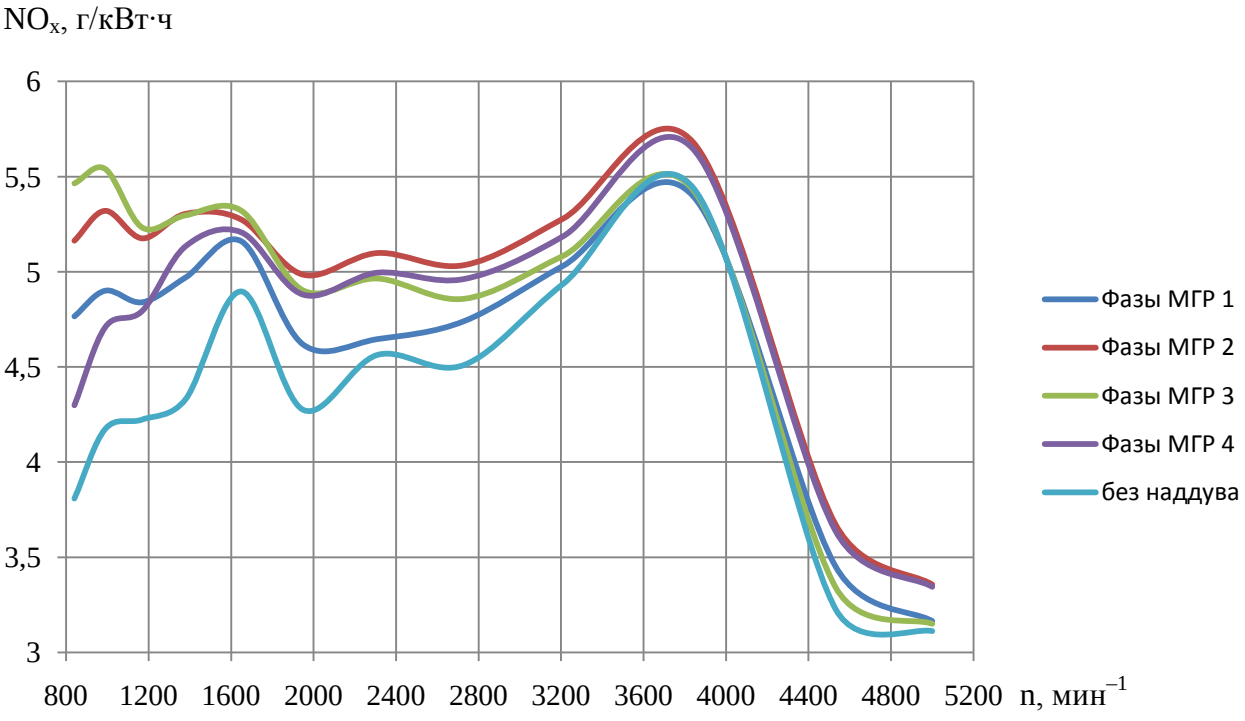

Рис. 3.14 – Зависимость выбросов NO_x от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

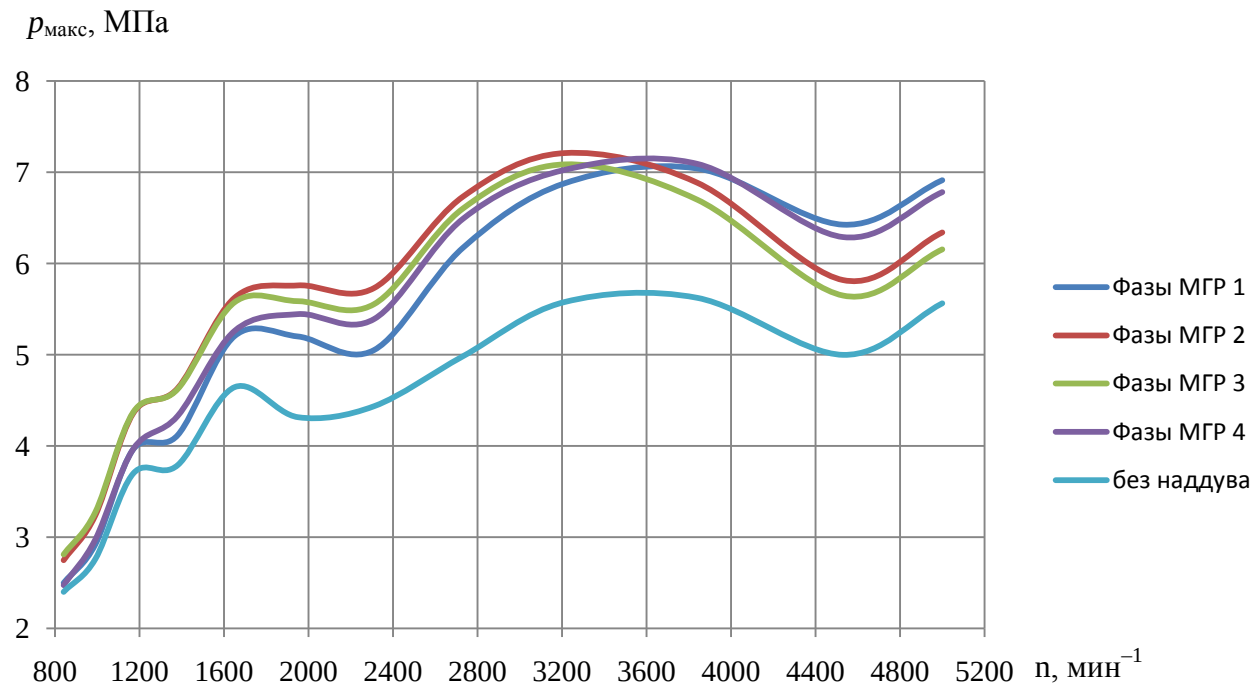

Рис. 3.15 – Зависимость максимального давления рабочего тела в камере сгорания от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

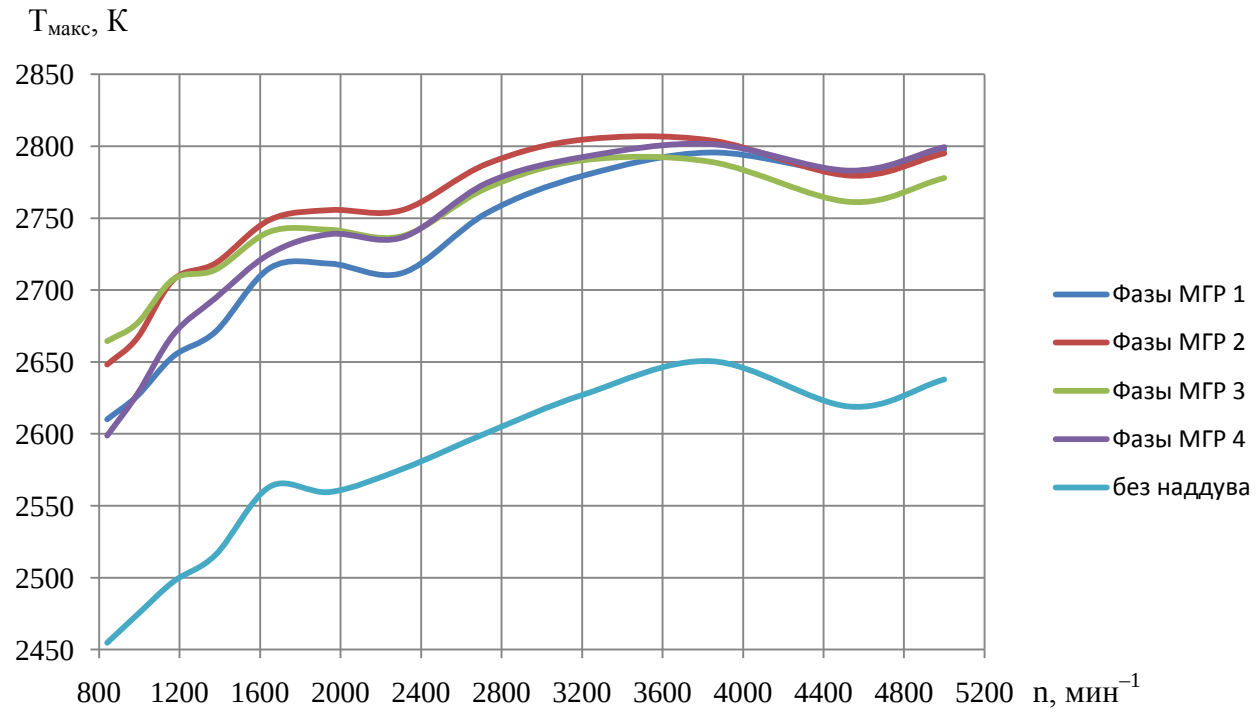

Рис. 3.16 – Зависимость максимальной температуры рабочего тела в камере сгорания от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

Из анализа полученных данных можно отметить, что эффективная мощность и крутящий момент двигателя для опытных фаз газораспределения имеют большие значения от 5 до 15 %. Однако на режиме номинальный мощности для всех опытных фаз газораспределения имеется её снижение на 5…12% относительно стандартного двигателя прототипа форсированного газотурбинным наддувом. Снижение удельного эффективного расхода топлива наблюдается в области низких частот вращения от840 до 2000 мин$^{-1}$ и составляет 0,5…4 г/кВт·ч в сравнении с двигателем прототипом. При увеличении частоты вращения до номинальной (5000 мин$^{-1}$) происходит повышение удельного эффективного расхода топлива на 4% относительно двигателя прототипа с газотурбинным наддувом, что составляет 12 г/кВт·ч. Сравнение ряда параметров изложено в таблице 3,4.

Из результатов расчета можно отметить некоторое ухудшение показателей токсичности отработавших газов, таких как монооксид углерода и оксиды азота. Удельный расход монооксида углерода до нейтрализатора для двигателя прототипа, форсированного газотурбинным наддувом, является самым низким. К переходу на другие законы движения впускных и выпускных клапанов повышение удельного расхода монооксида углерода составляет от 0,5 до 7% (не более 8 г/кВт·ч). Аналогичная ситуация наблюдается с образованием оксидов азота. Для вариантов фаз газораспределения № 2 и 3 по всей внешней скоростной характеристике происходит увеличение удельного расхода оксидов азота до нейтрализатора от 0,5 до 14,7 % и составляет 0,05…0,7 г/кВт·ч. Изменение выбросов несгоревших углеводородов по внешней скоростной характеристике имеет иную закономерность. Для варианта фаз газораспределения № 2 в области частот вращения коленчатого вала двигателя 840…2800 мин$^{-1}$ происходит снижение содержания несгоревших углеводородов в отработавших газах ДВС перед нейтрализатором до 10 %. При дальнейшем увеличении частоты ращения коленчатого вала происходит постепенное увеличение выбросов несгоревших углеводородов с ОГ до 11%. Для варианта №3 фаз газораспределения снижение выбросов СН в отработавших газах до нейтрализатора составляет от 5 до 22 % во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала. Варианту №4 фаз газораспределения соответствует увели-

чение выбросов СН в отработавших газах до нейтрализатора на 1…12 % для всего интервала *n*.

Таблица 3.4

Параметр	Вариант фаз газораспределения				
	1	2	3	4	Без наддува
Ne, кВт	92,7	82,7	81,9	87,6	63,5
M_{max}, Н·м	207,8	209,6	206,4	204,5	146
$n_м$, мин$^{-1}$	3840	3210	3210	3840	3840
Км	1,173	1,326	1,320	1,222	1,203
Кп	1,302	1,558	1,558	1,302	1,302
$g_{e\,min}$, г/кВт·ч	258,6	261,6	258,6	263	260,5
p_{max}, МПа	7,042	7,211	7,086	7,091	5,623
T_{max}, К	2797	2805	2790	2802	2638

При создании двигателя внутреннего сгорания с высоким крутящим моментом при низкой частоте вращения коленчатого вала больше всего подходит вариант фаз газораспределения №2. В диапазоне частот вращения от 840 до 3400 мин$^{-1}$ наблюдается более высокий крутящий момент на 10…25 Н·м, что в среднем выше на 17,1 Н·м по сравнению с вариантом фаз газораспределения №1. Варианту № 2 фаз газораспределения соответствует наибольший коэффициент приспособляемости по крутящему моменту *Км* = 1,326, это на 13% выше, чем у двигателя прототипа, форсированного газотурбинным наддувом. Столь высокое значение коэффициента приспособляемости по крутящему моменту для варианта №2 фаз газораспределения получается за счет значительного уменьшения крутящего момента на режиме номинальной мощности. При этом падение крутящего момента происходит от 209,6 Н·м (максимальное значение) до 158,0 Н·м (значение крутящего момента при номинальной мощности двигателя).

Из анализа изменения эффективной мощности двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала при различных вариантах фаз газораспределения можно отметить, что для варианта №2 существует несколько экстремумов. Первый экстремум функции эффективной мощности достигается при частоте вращения коленчатого вала 3850 мин$^{-1}$, а *Ne* = 80,9 кВт (110 л.с.). После этого

происходит некоторое снижение эффективной мощности до 76,7 кВт (104,3 л.с.), которая соответствует частоте вращения коленчатого вала n = 4550 мин$^{-1}$. При дальнейшем увеличении частоты вращения коленчатого вала до номинального значения в 5000 мин$^{-1}$ наблюдается рост эффективной мощности до 82,7 кВт (112,5 л.с.).

Необходимо отметить, что при частоте вращения коленчатого вала 3850 мин$^{-1}$ двигатель развивает эффективную мощность Ne = 80,9 кВт (110 л.с.), а при n = 5000 мин$^{-1}$ эффективная мощность равна 82,7 кВт (112,5 л.с.). Из этого следует, что увеличение частоты вращения более чем на 1000 мин$^{-1}$ привело к повышению эффективной мощности лишь на 1,8 кВт. Учитывая вышеизложенное, целесообразно ограничить частоту вращения коленчатого вала двигателя на уровне 4200 мин$^{-1}$. При такой частоте вращения коленчатого вала двигателя коэффициент приспособляемости по крутящему моменту будет находиться в интервале 1,16…1,17 ед.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Совершенствование бензиновых двигателей внутреннего сгорания связано с повышением топливной экономичности, увеличением мощности, снижением массогабаритных показателей и др. Для массово выпускаемых двигателей номинальная частота вращения коленчатого вала (n) составляет 4500…6000 мин$^{-1}$, а её дальнейшее повышение не является целесообразным, поскольку возрастают инерционные нагрузки, механические потери, скорость изнашивания цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ). К перспективным направлениям развития отечественных бензиновых двигателей можно отнести их форсирование газотурбинным наддувом.

В результате выполненного теоретического исследования форсирования двигателя 4Ч8,2/7,56 газотурбинным наддувом сделаны следующие выводы:

1. Получены сравнительные данные для трех опытных вариантов фаз газораспределения при форсировании двигателя 4Ч 8,2/7,56 газотурбинным наддувом и выполнен их анализ;
2. Определены выгодные законы движения впускного и выпускного клапанов для двигателя 4Ч 8,2/7,56 форсированного газотурбинным наддувом;
3. Разработана программа синтеза перемещения, скорости и ускорения клапана по методике «полидайн» с возможностью задания ассиметричных законов подъема и посадки последнего;
4. Использование варианта №2 фаз газораспределения для интервала частот вращения коленчатого вала от 840 до 3400 мин$^{-1}$ позволяет увеличить крутящий момент двигателя на 10…25 Н·м (в среднем составляет 17,1 Н·м);
5. Установлено, что при использовании фаз газораспределения по варианту №2 целесообразно ограничить частоту вращения коленчатого вала двигателя на уровне 4200 мин$^{-1}$.

Библиографический список

1. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов / Р.З. Кавтарадзе. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008 – 720 с.: ил.
2. Кулешов А.С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания Дизель-РК. Описание математических моделей, решение оптимальных задач. / А.С. Кулешов. – М:МГТУ им. Баумана, 2004 – 123 с.
3. Культин Н.Б. Основы программирования в Delphi 7 / Н.Б. Культин. – СПб.: БВХ-Петербург. – 2003. – 608 с.
4. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин. М.: Машиностроение – 1983. – 372 с
5. Тер-Мкртичьян, Г.Г. Методические указания к выпускной квалификационной работе бакалавра «Оптимизация фаз газораспределения двигателя внутреннего сгорания» / Г.Г. Тер-Мкртичьян, Е.Е. Старков. – М.: МАДИ, 2015. – 36 с.
6. Ханин Н.С., Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф., Зайченко Е.Н., Аршинов Л.С. Автомобильный двигатели с турбонаддувом. – М.: «Машино-строение», 1991.
7. Шароглазов Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарофонтов, В. В. Клеменьтев – Челябинск: Издательство ЮУрГУ. 2004. – 344с.
8. AVL boost theory – manual.
9. Heywood J.B. Internal combustion engine fundamentals / J.B. Heywood. – McGraw-Hill Book Co. – 1988.
10. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учеб. / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995. – 319 с.: ил.
11. Круглов М.Г., Меднов А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие для студентов, обучающихся по спе-

циальности «Двигатели внутреннего сгорания». – М.: Машиностроение, 1988. – 360 с.

12. Системы управления бензиновыми двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. – 432 с.: ил.

13. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.

14. Краев В.М. Теплообмен и гидродинамика турбулентных течений в условиях гидродинамической нестационарности. / Изв. вузов. Авиационная техника. 2005. №3, стр. 39-42.

15. Бухаркин В.Б., Краев В.М. Влияние гидродинамической нестационарности на теплообмен и гидравлическое сопротивление в трубе// Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: тр. XV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева, 23-27 мая 2005г, Калуга, Россия. М.: МЭИ, 2005. С.71-74.

ПРИЛОЖЕНИЕ «А»

Перемещение, скорость и ускорение впускного и выпускного клапанов с продолжительностью открытия 240 град ПКВ

	Выпускной клапан			Впускной клапан		
Fi, град ПКВ	h, мм	V, м/с	J, м/с^2	h, мм	V, м/с	J, м/с^2
0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	4,801	0	0	4,77
2	0	0,001	34,229	0	0,001	34,006
3	0,0001	0,003	102,896	0,0001	0,003	102,225
4	0,0002	0,008	217,135	0,0002	0,008	215,719
5	0,0006	0,018	377,363	0,0006	0,018	374,903
6	0,0015	0,034	579,934	0,0015	0,033	576,153
7	0,003	0,057	818,587	0,0029	0,056	813,251
8	0,0054	0,088	1085,55	0,0053	0,088	1078,47
9	0,009	0,129	1372,37	0,0089	0,129	1363,42
10	0,0141	0,18	1670,52	0,014	0,179	1659,63
11	0,0211	0,241	1971,86	0,0209	0,239	1959,01
12	0,0303	0,312	2268,9	0,0301	0,309	2254,11
13	0,042	0,392	2554,98	0,0417	0,389	2538,33
14	0,0565	0,482	2824,42	0,0561	0,479	2806,01
15	0,0742	0,58	3072,52	0,0737	0,576	3052,49
16	0,0952	0,686	3295,56	0,0946	0,682	3274,07
17	0,12	0,799	3490,74	0,1192	0,794	3467,98
18	0,1486	0,919	3656,15	0,1476	0,913	3632,32
19	0,1813	1,043	3790,69	0,1801	1,036	3765,98
20	0,2182	1,171	3893,92	0,2167	1,163	3868,54
21	0,2594	1,302	3966,05	0,2577	1,294	3940,19
22	0,305	1,435	4007,78	0,303	1,426	3981,65
23	0,3551	1,569	4020,26	0,3527	1,559	3994,05
24	0,4096	1,703	4004,98	0,4069	1,692	3978,87
25	0,4686	1,836	3963,7	0,4655	1,824	3937,86
26	0,5319	1,967	3898,38	0,5285	1,954	3872,96
27	0,5996	2,095	3811,12	0,5957	2,082	3786,27
28	0,6716	2,221	3704,09	0,6672	2,206	3679,95
29	0,7476	2,342	3579,53	0,7428	2,327	3556,19
30	0,8277	2,459	3439,63	0,8223	2,443	3417,21
31	0,9115	2,571	3286,56	0,9056	2,554	3265,14
32	0,999	2,678	3122,44	0,9925	2,661	3102,08
33	1,09	2,779	2949,26	1,0829	2,761	2930,04
34	1,1842	2,875	2768,95	1,1765	2,856	2750,9
35	1,2816	2,964	2583,28	1,2732	2,944	2566,44
36	1,3818	3,047	2393,92	1,3728	3,027	2378,32
37	1,4846	3,123	2202,41	1,4749	3,103	2188,05
38	1,5899	3,194	2010,11	1,5795	3,173	1997,01

39	1,6974	3,257	1818,31	1,6864	3,236	1806,45
40	1,807	3,315	1628,11	1,7952	3,293	1617,5
41	1,9184	3,366	1440,51	1,9059	3,344	1431,12
42	2,0313	3,411	1256,38	2,0181	3,389	1248,19
43	2,1457	3,45	1076,46	2,1317	3,427	1069,45
44	2,2612	3,483	901,397	2,2465	3,46	895,521
45	2,3778	3,51	731,713	2,3623	3,487	726,943
46	2,4952	3,532	567,843	2,4789	3,509	564,141
47	2,6132	3,548	410,128	2,5961	3,525	407,455
48	2,7316	3,559	258,829	2,7138	3,536	257,142
49	2,8504	3,565	114,13	2,8318	3,542	113,386
50	2,9693	3,567	-23,852	2,9499	3,543	-23,697
51	3,0881	3,564	-155,06	3,068	3,54	-154,049
52	3,2068	3,556	-279,491	3,1859	3,533	-277,669
53	3,3252	3,545	-397,188	3,3035	3,522	-394,599
54	3,4431	3,53	-508,236	3,4206	3,507	-504,923
55	3,5604	3,511	-612,756	3,5372	3,488	-608,761
56	3,6771	3,489	-710,896	3,6532	3,466	-706,262
57	3,793	3,464	-802,834	3,7683	3,441	-797,6
58	3,908	3,436	-888,763	3,8825	3,413	-882,97
59	4,022	3,405	-968,898	3,9958	3,383	-962,582
60	4,135	3,371	-1043,46	4,108	3,349	-1036,66
61	4,2468	3,335	-1112,69	4,2191	3,313	-1105,44
62	4,3573	3,297	-1176,83	4,3289	3,276	-1169,16
63	4,4665	3,257	-1236,12	4,4374	3,236	-1228,06
64	4,5744	3,215	-1290,81	4,5446	3,194	-1282,39
65	4,6808	3,171	-1341,15	4,6503	3,15	-1332,4
66	4,7858	3,125	-1387,38	4,7546	3,105	-1378,33
67	4,8892	3,078	-1429,74	4,8573	3,058	-1420,42
68	4,991	3,03	-1468,48	4,9584	3,01	-1458,9
69	5,0912	2,981	-1503,81	5,058	2,961	-1494,01
70	5,1897	2,93	-1535,98	5,1558	2,911	-1525,96
71	5,2865	2,878	-1565,18	5,252	2,859	-1554,98
72	5,3815	2,826	-1591,64	5,3465	2,807	-1581,27
73	5,4748	2,772	-1615,55	5,4391	2,754	-1605,02
74	5,5663	2,718	-1637,11	5,53	2,7	-1626,44
75	5,656	2,663	-1656,49	5,6191	2,646	-1645,69
76	5,7439	2,607	-1673,86	5,7064	2,59	-1662,95
77	5,8298	2,551	-1689,4	5,7918	2,535	-1678,39
78	5,9139	2,495	-1703,26	5,8754	2,479	-1692,16
79	5,9962	2,438	-1715,58	5,9571	2,422	-1704,4
80	6,0765	2,38	-1726,5	6,0368	2,365	-1715,25
81	6,1548	2,323	-1736,15	6,1147	2,308	-1724,83
82	6,2313	2,265	-1744,65	6,1907	2,25	-1733,27

83	6,3058	2,206	-1752,1	6,2647	2,192	-1740,68
84	6,3784	2,148	-1758,62	6,3368	2,134	-1747,16
85	6,449	2,089	-1764,3	6,407	2,076	-1752,8
86	6,5177	2,03	-1769,22	6,4752	2,017	-1757,69
87	6,5844	1,971	-1773,48	6,5415	1,958	-1761,92
88	6,6491	1,912	-1777,13	6,6058	1,9	-1765,55
89	6,7119	1,853	-1780,26	6,6681	1,841	-1768,66
90	6,7726	1,793	-1782,93	6,7285	1,782	-1771,3
91	6,8314	1,734	-1785,18	6,7869	1,723	-1773,55
92	6,8882	1,674	-1787,08	6,8433	1,664	-1775,43
93	6,943	1,615	-1788,67	6,8978	1,604	-1777,01
94	6,9959	1,555	-1789,99	6,9503	1,545	-1778,32
95	7,0467	1,496	-1791,08	7,0008	1,486	-1779,41
96	7,0956	1,436	-1791,97	7,0493	1,426	-1780,29
97	7,1424	1,376	-1792,7	7,0959	1,367	-1781,01
98	7,1873	1,316	-1793,28	7,1405	1,308	-1781,59
99	7,2302	1,256	-1793,75	7,1831	1,248	-1782,05
100	7,2711	1,197	-1794,11	7,2237	1,189	-1782,42
101	7,31	1,137	-1794,4	7,2623	1,129	-1782,7
102	7,3469	1,077	-1794,62	7,299	1,07	-1782,92
103	7,3818	1,017	-1794,78	7,3337	1,011	-1783,08
104	7,4147	0,957	-1794,91	7,3663	0,951	-1783,21
105	7,4456	0,898	-1795	7,3971	0,892	-1783,3
106	7,4745	0,838	-1795,06	7,4258	0,832	-1783,36
107	7,5015	0,778	-1795,11	7,4526	0,773	-1783,41
108	7,5264	0,718	-1795,14	7,4773	0,713	-1783,44
109	7,5493	0,658	-1795,16	7,5001	0,654	-1783,46
110	7,5703	0,598	-1795,17	7,5209	0,594	-1783,47
111	7,5892	0,539	-1795,18	7,5397	0,535	-1783,48
112	7,6062	0,479	-1795,19	7,5566	0,476	-1783,48
113	7,6211	0,419	-1795,19	7,5714	0,416	-1783,49
114	7,6341	0,359	-1795,19	7,5843	0,357	-1783,49
115	7,6451	0,299	-1795,19	7,5952	0,297	-1783,49
116	7,654	0,239	-1795,19	7,6041	0,238	-1783,49
117	7,661	0,18	-1795,19	7,6111	0,178	-1783,49
118	7,666	0,12	-1795,19	7,616	0,119	-1783,49
119	7,669	0,06	-1795,19	7,619	0,059	-1783,49
120	7,67	0	-1795,19	7,62	0	-1783,49
121	7,669	-0,06	-1795,19	7,619	-0,059	-1783,49
122	7,666	-0,12	-1795,19	7,616	-0,119	-1783,49
123	7,661	-0,18	-1795,19	7,6111	-0,178	-1783,49
124	7,654	-0,239	-1795,19	7,6041	-0,238	-1783,49
125	7,6451	-0,299	-1795,19	7,5952	-0,297	-1783,49
126	7,6341	-0,359	-1795,19	7,5843	-0,357	-1783,49

127	7,6211	-0,419	-1795,19	7,5714	-0,416	-1783,49
128	7,6062	-0,479	-1795,19	7,5566	-0,476	-1783,48
129	7,5892	-0,539	-1795,18	7,5397	-0,535	-1783,48
130	7,5703	-0,598	-1795,17	7,5209	-0,594	-1783,47
131	7,5493	-0,658	-1795,16	7,5001	-0,654	-1783,46
132	7,5264	-0,718	-1795,14	7,4773	-0,713	-1783,44
133	7,5015	-0,778	-1795,11	7,4526	-0,773	-1783,41
134	7,4745	-0,838	-1795,06	7,4258	-0,832	-1783,36
135	7,4456	-0,898	-1795	7,3971	-0,892	-1783,3
136	7,4147	-0,957	-1794,91	7,3663	-0,951	-1783,21
137	7,3818	-1,017	-1794,78	7,3337	-1,011	-1783,08
138	7,3469	-1,077	-1794,62	7,299	-1,07	-1782,92
139	7,31	-1,137	-1794,4	7,2623	-1,129	-1782,7
140	7,2711	-1,197	-1794,11	7,2237	-1,189	-1782,42
141	7,2302	-1,256	-1793,75	7,1831	-1,248	-1782,05
142	7,1873	-1,316	-1793,28	7,1405	-1,308	-1781,59
143	7,1424	-1,376	-1792,7	7,0959	-1,367	-1781,01
144	7,0956	-1,436	-1791,97	7,0493	-1,426	-1780,29
145	7,0467	-1,496	-1791,08	7,0008	-1,486	-1779,41
146	6,9959	-1,555	-1789,99	6,9503	-1,545	-1778,32
147	6,943	-1,615	-1788,67	6,8978	-1,604	-1777,01
148	6,8882	-1,674	-1787,08	6,8433	-1,664	-1775,43
149	6,8314	-1,734	-1785,18	6,7869	-1,723	-1773,55
150	6,7726	-1,793	-1782,93	6,7285	-1,782	-1771,3
151	6,7119	-1,853	-1780,26	6,6681	-1,841	-1768,66
152	6,6491	-1,912	-1777,13	6,6058	-1,9	-1765,55
153	6,5844	-1,971	-1773,48	6,5415	-1,958	-1761,92
154	6,5177	-2,03	-1769,22	6,4752	-2,017	-1757,69
155	6,449	-2,089	-1764,3	6,407	-2,076	-1752,8
156	6,3784	-2,148	-1758,62	6,3368	-2,134	-1747,16
157	6,3058	-2,206	-1752,1	6,2647	-2,192	-1740,68
158	6,2313	-2,265	-1744,65	6,1907	-2,25	-1733,27
159	6,1548	-2,323	-1736,15	6,1147	-2,308	-1724,83
160	6,0765	-2,38	-1726,5	6,0368	-2,365	-1715,25
161	5,9962	-2,438	-1715,58	5,9571	-2,422	-1704,4
162	5,9139	-2,495	-1703,26	5,8754	-2,479	-1692,16
163	5,8298	-2,551	-1689,4	5,7918	-2,535	-1678,39
164	5,7439	-2,607	-1673,86	5,7064	-2,59	-1662,95
165	5,656	-2,663	-1656,49	5,6191	-2,646	-1645,69
166	5,5663	-2,718	-1637,11	5,53	-2,7	-1626,44
167	5,4748	-2,772	-1615,55	5,4391	-2,754	-1605,02
168	5,3815	-2,826	-1591,64	5,3465	-2,807	-1581,27
169	5,2865	-2,878	-1565,18	5,252	-2,859	-1554,98
170	5,1897	-2,93	-1535,98	5,1558	-2,911	-1525,96

171	5,0912	-2,981	-1503,81	5,058	-2,961	-1494,01
172	4,991	-3,03	-1468,48	4,9584	-3,01	-1458,9
173	4,8892	-3,078	-1429,74	4,8573	-3,058	-1420,42
174	4,7858	-3,125	-1387,38	4,7546	-3,105	-1378,33
175	4,6808	-3,171	-1341,15	4,6503	-3,15	-1332,4
176	4,5744	-3,215	-1290,81	4,5446	-3,194	-1282,39
177	4,4665	-3,257	-1236,12	4,4374	-3,236	-1228,06
178	4,3573	-3,297	-1176,83	4,3289	-3,276	-1169,16
179	4,2468	-3,335	-1112,69	4,2191	-3,313	-1105,44
180	4,135	-3,371	-1043,46	4,108	-3,349	-1036,66
181	4,022	-3,405	-968,898	3,9958	-3,383	-962,582
182	3,908	-3,436	-888,763	3,8825	-3,413	-882,97
183	3,793	-3,464	-802,834	3,7683	-3,441	-797,6
184	3,6771	-3,489	-710,896	3,6532	-3,466	-706,262
185	3,5604	-3,511	-612,756	3,5372	-3,488	-608,761
186	3,4431	-3,53	-508,236	3,4206	-3,507	-504,923
187	3,3252	-3,545	-397,188	3,3035	-3,522	-394,599
188	3,2068	-3,556	-279,491	3,1859	-3,533	-277,669
189	3,0881	-3,564	-155,06	3,068	-3,54	-154,049
190	2,9693	-3,567	-23,852	2,9499	-3,543	-23,697
191	2,8504	-3,565	114,13	2,8318	-3,542	113,386
192	2,7316	-3,559	258,829	2,7138	-3,536	257,142
193	2,6132	-3,548	410,128	2,5961	-3,525	407,455
194	2,4952	-3,532	567,843	2,4789	-3,509	564,141
195	2,3778	-3,51	731,713	2,3623	-3,487	726,943
196	2,2612	-3,483	901,397	2,2465	-3,46	895,521
197	2,1457	-3,45	1076,46	2,1317	-3,427	1069,45
198	2,0313	-3,411	1256,38	2,0181	-3,389	1248,19
199	1,9184	-3,366	1440,51	1,9059	-3,344	1431,12
200	1,807	-3,315	1628,11	1,7952	-3,293	1617,5
201	1,6974	-3,257	1818,31	1,6864	-3,236	1806,45
202	1,5899	-3,194	2010,11	1,5795	-3,173	1997,01
203	1,4846	-3,123	2202,41	1,4749	-3,103	2188,05
204	1,3818	-3,047	2393,92	1,3728	-3,027	2378,32
205	1,2816	-2,964	2583,28	1,2732	-2,944	2566,44
206	1,1842	-2,875	2768,95	1,1765	-2,856	2750,9
207	1,09	-2,779	2949,26	1,0829	-2,761	2930,04
208	0,999	-2,678	3122,44	0,9925	-2,661	3102,08
209	0,9115	-2,571	3286,56	0,9056	-2,554	3265,14
210	0,8277	-2,459	3439,63	0,8223	-2,443	3417,21
211	0,7476	-2,342	3579,53	0,7428	-2,327	3556,19
212	0,6716	-2,221	3704,09	0,6672	-2,206	3679,95
213	0,5996	-2,095	3811,12	0,5957	-2,082	3786,27
214	0,5319	-1,967	3898,38	0,5285	-1,954	3872,96

215	0,4686	-1,836	3963,7	0,4655	-1,824	3937,86
216	0,4096	-1,703	4004,98	0,4069	-1,692	3978,87
217	0,3551	-1,569	4020,26	0,3527	-1,559	3994,05
218	0,305	-1,435	4007,78	0,303	-1,426	3981,65
219	0,2594	-1,302	3966,05	0,2577	-1,294	3940,19
220	0,2182	-1,171	3893,92	0,2167	-1,163	3868,54
221	0,1813	-1,043	3790,69	0,1801	-1,036	3765,98
222	0,1486	-0,919	3656,15	0,1476	-0,913	3632,32
223	0,12	-0,799	3490,74	0,1192	-0,794	3467,98
224	0,0952	-0,686	3295,56	0,0946	-0,682	3274,07
225	0,0742	-0,58	3072,52	0,0737	-0,576	3052,49
226	0,0565	-0,482	2824,42	0,0561	-0,479	2806,01
227	0,042	-0,392	2554,98	0,0417	-0,389	2538,33
228	0,0303	-0,312	2268,9	0,0301	-0,309	2254,11
229	0,0211	-0,241	1971,86	0,0209	-0,239	1959,01
230	0,0141	-0,18	1670,52	0,014	-0,179	1659,63
231	0,009	-0,129	1372,37	0,0089	-0,129	1363,42
232	0,0054	-0,088	1085,55	0,0053	-0,088	1078,47
233	0,003	-0,057	818,587	0,0029	-0,056	813,251
234	0,0015	-0,034	579,934	0,0015	-0,033	576,153
235	0,0006	-0,018	377,363	0,0006	-0,018	374,903
236	0,0002	-0,008	217,135	0,0002	-0,008	215,719
237	0,0001	-0,003	102,896	0,0001	-0,003	102,225
238	0	-0,001	34,229	0	-0,001	34,006
239	0	0	4,801	0	0	4,77
240	0	0	0	0	0	0

ПРИЛОЖЕНИЕ «А»

Перемещение, скорость и ускорение впускного и выпускного клапанов с продолжительностью открытия 260 град ПКВ

	Выпускной клапна			Впускной клапан		
Fi, град ПКВ	h, мм	V, м/с	J, м/с^2	h, мм	V, м/с	J, м/с^2
0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	3,246	0	0	3,225
2	0	0	23,351	0	0	23,198
3	0	0,002	70,828	0	0,002	70,366
4	0,0002	0,005	150,826	0,0002	0,005	149,842
5	0,0004	0,012	264,53	0,0004	0,012	262,805
6	0,001	0,023	410,298	0,001	0,023	407,623
7	0,0021	0,04	584,558	0,0021	0,04	580,748
8	0,0038	0,063	782,515	0,0037	0,062	777,414
9	0,0063	0,092	998,699	0,0063	0,092	992,189
10	0,01	0,129	1227,38	0,0099	0,129	1219,38
11	0,015	0,174	1462,9	0,0149	0,173	1453,36
12	0,0217	0,227	1699,84	0,0216	0,225	1688,76
13	0,0303	0,288	1933,26	0,0301	0,286	1920,66
14	0,041	0,356	2158,72	0,0407	0,353	2144,65
15	0,0541	0,431	2372,38	0,0537	0,429	2356,92
16	0,0698	0,514	2571,02	0,0693	0,51	2554,26
17	0,0884	0,603	2752,01	0,0878	0,599	2734,07
18	0,11	0,697	2913,32	0,1093	0,692	2894,33
19	0,1349	0,797	3053,48	0,134	0,791	3033,57
20	0,1632	0,9	3171,51	0,1621	0,894	3150,84
21	0,195	1,008	3266,92	0,1937	1,001	3245,63
22	0,2304	1,118	3339,61	0,2289	1,111	3317,84
23	0,2695	1,23	3389,83	0,2678	1,222	3367,73
24	0,3124	1,344	3418,14	0,3104	1,335	3395,86
25	0,3591	1,458	3425,36	0,3568	1,448	3403,04
26	0,4096	1,572	3412,52	0,4069	1,562	3390,28
27	0,4639	1,685	3380,81	0,4608	1,674	3358,77
28	0,5219	1,797	3331,52	0,5185	1,785	3309,8
29	0,5836	1,907	3266,06	0,5798	1,895	3244,77
30	0,649	2,015	3185,89	0,6448	2,001	3165,12
31	0,7179	2,119	3092,48	0,7132	2,105	3072,32
32	0,7903	2,221	2987,33	0,7851	2,206	2967,86
33	0,8659	2,318	2871,9	0,8603	2,303	2853,17
34	0,9448	2,412	2747,62	0,9386	2,396	2729,71
35	1,0267	2,501	2615,88	1,02	2,485	2598,83
36	1,1115	2,586	2478,01	1,1042	2,569	2461,85
37	1,199	2,666	2335,26	1,1912	2,649	2320,04
38	1,2892	2,742	2188,82	1,2808	2,724	2174,55
39	1,3818	2,812	2039,79	1,3728	2,794	2026,5

40	1,4766	2,878	1889,2	1,467	2,859	1876,88
41	1,5736	2,938	1737,97	1,5633	2,919	1726,64
42	1,6724	2,994	1586,95	1,6615	2,974	1576,61
43	1,7731	3,044	1436,93	1,7615	3,024	1427,56
44	1,8753	3,09	1288,59	1,8631	3,069	1280,19
45	1,979	3,13	1142,53	1,9661	3,11	1135,08
46	2,0839	3,166	999,288	2,0704	3,145	992,774
47	2,19	3,197	859,334	2,1757	3,176	853,732
48	2,297	3,223	723,06	2,282	3,202	718,347
49	2,4048	3,245	590,798	2,3891	3,224	586,947
50	2,5133	3,262	462,82	2,4969	3,241	459,803
51	2,6223	3,276	339,345	2,6052	3,254	337,133
52	2,7316	3,285	220,541	2,7138	3,264	219,103
53	2,8412	3,291	106,528	2,8227	3,269	105,834
54	2,951	3,292	-2,611	2,9317	3,271	-2,594
55	3,0607	3,29	-106,836	3,0407	3,269	-106,139
56	3,1703	3,285	-206,137	3,1496	3,264	-204,793
57	3,2797	3,277	-300,536	3,2583	3,255	-298,577
58	3,3887	3,265	-390,08	3,3666	3,244	-387,537
59	3,4973	3,251	-474,841	3,4745	3,23	-471,745
60	3,6054	3,234	-554,909	3,5819	3,213	-551,292
61	3,7129	3,214	-630,393	3,6887	3,193	-626,284
62	3,8196	3,192	-701,416	3,7947	3,171	-696,843
63	3,9256	3,167	-768,111	3,9	3,147	-763,104
64	4,0308	3,141	-830,623	4,0045	3,12	-825,208
65	4,135	3,112	-889,104	4,108	3,092	-883,308
66	4,2382	3,081	-943,712	4,2106	3,061	-937,56
67	4,3404	3,049	-994,609	4,3121	3,029	-988,125
68	4,4414	3,015	-1041,96	4,4125	2,995	-1035,17
69	4,5414	2,98	-1085,93	4,5118	2,96	-1078,85
70	4,6401	2,943	-1126,68	4,6098	2,923	-1119,34
71	4,7375	2,904	-1164,38	4,7066	2,886	-1156,79
72	4,8337	2,865	-1199,2	4,8022	2,846	-1191,38
73	4,9285	2,825	-1231,29	4,8964	2,806	-1223,26
74	5,022	2,783	-1260,81	4,9892	2,765	-1252,59
75	5,114	2,741	-1287,91	5,0807	2,723	-1279,52
76	5,2047	2,697	-1312,75	5,1707	2,68	-1304,19
77	5,2938	2,653	-1335,46	5,2593	2,636	-1326,76
78	5,3815	2,608	-1356,19	5,3465	2,591	-1347,35
79	5,4677	2,563	-1375,07	5,4321	2,546	-1366,11
80	5,5524	2,517	-1392,23	5,5162	2,5	-1383,16
81	5,6355	2,47	-1407,79	5,5987	2,454	-1398,61
82	5,717	2,423	-1421,87	5,6798	2,407	-1412,6
83	5,797	2,375	-1434,58	5,7592	2,36	-1425,22
84	5,8754	2,327	-1446,02	5,8371	2,312	-1436,59
85	5,9521	2,279	-1456,3	5,9133	2,264	-1446,81

86	6,0273	2,23	-1465,51	5,988	2,215	-1455,96
87	6,1008	2,181	-1473,74	6,061	2,167	-1464,14
88	6,1727	2,132	-1481,08	6,1324	2,118	-1471,42
89	6,2429	2,082	-1487,6	6,2022	2,069	-1477,9
90	6,3115	2,033	-1493,37	6,2703	2,019	-1483,64
91	6,3784	1,983	-1498,47	6,3368	1,97	-1488,7
92	6,4437	1,933	-1502,96	6,4017	1,92	-1493,16
93	6,5072	1,883	-1506,9	6,4648	1,87	-1497,07
94	6,5692	1,832	-1510,34	6,5263	1,82	-1500,49
95	6,6294	1,782	-1513,34	6,5862	1,77	-1503,47
96	6,688	1,731	-1515,93	6,6444	1,72	-1506,05
97	6,7448	1,681	-1518,18	6,7009	1,67	-1508,28
98	6,8	1,63	-1520,11	6,7557	1,62	-1510,2
99	6,8535	1,579	-1521,76	6,8088	1,569	-1511,84
100	6,9053	1,529	-1523,16	6,8603	1,519	-1513,23
101	6,9554	1,478	-1524,35	6,9101	1,468	-1514,42
102	7,0038	1,427	-1525,35	6,9582	1,418	-1515,41
103	7,0505	1,376	-1526,19	7,0046	1,367	-1516,24
104	7,0956	1,325	-1526,89	7,0493	1,317	-1516,94
105	7,1389	1,274	-1527,46	7,0924	1,266	-1517,51
106	7,1805	1,224	-1527,93	7,1337	1,216	-1517,97
107	7,2205	1,173	-1528,32	7,1734	1,165	-1518,35
108	7,2587	1,122	-1528,62	7,2114	1,114	-1518,66
109	7,2952	1,071	-1528,87	7,2477	1,064	-1518,9
110	7,3301	1,02	-1529,06	7,2823	1,013	-1519,09
111	7,3632	0,969	-1529,21	7,3152	0,962	-1519,24
112	7,3947	0,918	-1529,33	7,3465	0,912	-1519,36
113	7,4244	0,867	-1529,42	7,376	0,861	-1519,45
114	7,4525	0,816	-1529,48	7,4039	0,81	-1519,51
115	7,4788	0,765	-1529,53	7,43	0,76	-1519,56
116	7,5034	0,714	-1529,56	7,4545	0,709	-1519,59
117	7,5264	0,663	-1529,59	7,4773	0,659	-1519,62
118	7,5476	0,612	-1529,6	7,4984	0,608	-1519,63
119	7,5672	0,561	-1529,61	7,5178	0,557	-1519,64
120	7,585	0,51	-1529,62	7,5356	0,507	-1519,65
121	7,6012	0,459	-1529,62	7,5516	0,456	-1519,65
122	7,6156	0,408	-1529,63	7,566	0,405	-1519,66
123	7,6284	0,357	-1529,63	7,5786	0,355	-1519,66
124	7,6394	0,306	-1529,63	7,5896	0,304	-1519,66
125	7,6488	0,255	-1529,63	7,5989	0,253	-1519,66
126	7,6564	0,204	-1529,63	7,6065	0,203	-1519,66
127	7,6624	0,153	-1529,63	7,6124	0,152	-1519,66
128	7,6666	0,102	-1529,63	7,6166	0,101	-1519,66
129	7,6692	0,051	-1529,63	7,6192	0,051	-1519,66
130	7,67	0	-1529,63	7,62	0	-1519,66
131	7,6692	-0,051	-1529,63	7,6192	-0,051	-1519,66

132	7,6666	-0,102	-1529,63	7,6166	-0,101	-1519,66
133	7,6624	-0,153	-1529,63	7,6124	-0,152	-1519,66
134	7,6564	-0,204	-1529,63	7,6065	-0,203	-1519,66
135	7,6488	-0,255	-1529,63	7,5989	-0,253	-1519,66
136	7,6394	-0,306	-1529,63	7,5896	-0,304	-1519,66
137	7,6284	-0,357	-1529,63	7,5786	-0,355	-1519,66
138	7,6156	-0,408	-1529,63	7,566	-0,405	-1519,66
139	7,6012	-0,459	-1529,62	7,5516	-0,456	-1519,65
140	7,585	-0,51	-1529,62	7,5356	-0,507	-1519,65
141	7,5672	-0,561	-1529,61	7,5178	-0,557	-1519,64
142	7,5476	-0,612	-1529,6	7,4984	-0,608	-1519,63
143	7,5264	-0,663	-1529,59	7,4773	-0,659	-1519,62
144	7,5034	-0,714	-1529,56	7,4545	-0,709	-1519,59
145	7,4788	-0,765	-1529,53	7,43	-0,76	-1519,56
146	7,4525	-0,816	-1529,48	7,4039	-0,81	-1519,51
147	7,4244	-0,867	-1529,42	7,376	-0,861	-1519,45
148	7,3947	-0,918	-1529,33	7,3465	-0,912	-1519,36
149	7,3632	-0,969	-1529,21	7,3152	-0,962	-1519,24
150	7,3301	-1,02	-1529,06	7,2823	-1,013	-1519,09
151	7,2952	-1,071	-1528,87	7,2477	-1,064	-1518,9
152	7,2587	-1,122	-1528,62	7,2114	-1,114	-1518,66
153	7,2205	-1,173	-1528,32	7,1734	-1,165	-1518,35
154	7,1805	-1,224	-1527,93	7,1337	-1,216	-1517,97
155	7,1389	-1,274	-1527,46	7,0924	-1,266	-1517,51
156	7,0956	-1,325	-1526,89	7,0493	-1,317	-1516,94
157	7,0505	-1,376	-1526,19	7,0046	-1,367	-1516,24
158	7,0038	-1,427	-1525,35	6,9582	-1,418	-1515,41
159	6,9554	-1,478	-1524,35	6,9101	-1,468	-1514,42
160	6,9053	-1,529	-1523,16	6,8603	-1,519	-1513,23
161	6,8535	-1,579	-1521,76	6,8088	-1,569	-1511,84
162	6,8	-1,63	-1520,11	6,7557	-1,62	-1510,2
163	6,7448	-1,681	-1518,18	6,7009	-1,67	-1508,28
164	6,688	-1,731	-1515,93	6,6444	-1,72	-1506,05
165	6,6294	-1,782	-1513,34	6,5862	-1,77	-1503,47
166	6,5692	-1,832	-1510,34	6,5263	-1,82	-1500,49
167	6,5072	-1,883	-1506,9	6,4648	-1,87	-1497,07
168	6,4437	-1,933	-1502,96	6,4017	-1,92	-1493,16
169	6,3784	-1,983	-1498,47	6,3368	-1,97	-1488,7
170	6,3115	-2,033	-1493,37	6,2703	-2,019	-1483,64
171	6,2429	-2,082	-1487,6	6,2022	-2,069	-1477,9
172	6,1727	-2,132	-1481,08	6,1324	-2,118	-1471,42
173	6,1008	-2,181	-1473,74	6,061	-2,167	-1464,14
174	6,0273	-2,23	-1465,51	5,988	-2,215	-1455,96
175	5,9521	-2,279	-1456,3	5,9133	-2,264	-1446,81
176	5,8754	-2,327	-1446,02	5,8371	-2,312	-1436,59
177	5,797	-2,375	-1434,58	5,7592	-2,36	-1425,22

178	5,717	-2,423	-1421,87	5,6798	-2,407	-1412,6
179	5,6355	-2,47	-1407,79	5,5987	-2,454	-1398,61
180	5,5524	-2,517	-1392,23	5,5162	-2,5	-1383,16
181	5,4677	-2,563	-1375,07	5,4321	-2,546	-1366,11
182	5,3815	-2,608	-1356,19	5,3465	-2,591	-1347,35
183	5,2938	-2,653	-1335,46	5,2593	-2,636	-1326,76
184	5,2047	-2,697	-1312,75	5,1707	-2,68	-1304,19
185	5,114	-2,741	-1287,91	5,0807	-2,723	-1279,52
186	5,022	-2,783	-1260,81	4,9892	-2,765	-1252,59
187	4,9285	-2,825	-1231,29	4,8964	-2,806	-1223,26
188	4,8337	-2,865	-1199,2	4,8022	-2,846	-1191,38
189	4,7375	-2,904	-1164,38	4,7066	-2,886	-1156,79
190	4,6401	-2,943	-1126,68	4,6098	-2,923	-1119,34
191	4,5414	-2,98	-1085,93	4,5118	-2,96	-1078,85
192	4,4414	-3,015	-1041,96	4,4125	-2,995	-1035,17
193	4,3404	-3,049	-994,609	4,3121	-3,029	-988,125
194	4,2382	-3,081	-943,712	4,2106	-3,061	-937,56
195	4,135	-3,112	-889,104	4,108	-3,092	-883,308
196	4,0308	-3,141	-830,623	4,0045	-3,12	-825,208
197	3,9256	-3,167	-768,111	3,9	-3,147	-763,104
198	3,8196	-3,192	-701,416	3,7947	-3,171	-696,843
199	3,7129	-3,214	-630,393	3,6887	-3,193	-626,284
200	3,6054	-3,234	-554,909	3,5819	-3,213	-551,292
201	3,4973	-3,251	-474,841	3,4745	-3,23	-471,745
202	3,3887	-3,265	-390,08	3,3666	-3,244	-387,537
203	3,2797	-3,277	-300,536	3,2583	-3,255	-298,577
204	3,1703	-3,285	-206,137	3,1496	-3,264	-204,793
205	3,0607	-3,29	-106,836	3,0407	-3,269	-106,139
206	2,951	-3,292	-2,611	2,9317	-3,271	-2,594
207	2,8412	-3,291	106,528	2,8227	-3,269	105,834
208	2,7316	-3,285	220,541	2,7138	-3,264	219,103
209	2,6223	-3,276	339,345	2,6052	-3,254	337,133
210	2,5133	-3,262	462,82	2,4969	-3,241	459,803
211	2,4048	-3,245	590,798	2,3891	-3,224	586,947
212	2,297	-3,223	723,06	2,282	-3,202	718,347
213	2,19	-3,197	859,334	2,1757	-3,176	853,732
214	2,0839	-3,166	999,288	2,0704	-3,145	992,774
215	1,979	-3,13	1142,53	1,9661	-3,11	1135,08
216	1,8753	-3,09	1288,59	1,8631	-3,069	1280,19
217	1,7731	-3,044	1436,93	1,7615	-3,024	1427,56
218	1,6724	-2,994	1586,95	1,6615	-2,974	1576,61
219	1,5736	-2,938	1737,97	1,5633	-2,919	1726,64
220	1,4766	-2,878	1889,2	1,467	-2,859	1876,88
221	1,3818	-2,812	2039,79	1,3728	-2,794	2026,5
222	1,2892	-2,742	2188,82	1,2808	-2,724	2174,55
223	1,199	-2,666	2335,26	1,1912	-2,649	2320,04

224	1,1115	-2,586	2478,01	1,1042	-2,569	2461,85
225	1,0267	-2,501	2615,88	1,02	-2,485	2598,83
226	0,9448	-2,412	2747,62	0,9386	-2,396	2729,71
227	0,8659	-2,318	2871,9	0,8603	-2,303	2853,17
228	0,7903	-2,221	2987,33	0,7851	-2,206	2967,86
229	0,7179	-2,119	3092,48	0,7132	-2,105	3072,32
230	0,649	-2,015	3185,89	0,6448	-2,001	3165,12
231	0,5836	-1,907	3266,06	0,5798	-1,895	3244,77
232	0,5219	-1,797	3331,52	0,5185	-1,785	3309,8
233	0,4639	-1,685	3380,81	0,4608	-1,674	3358,77
234	0,4096	-1,572	3412,52	0,4069	-1,562	3390,28
235	0,3591	-1,458	3425,36	0,3568	-1,448	3403,04
236	0,3124	-1,344	3418,14	0,3104	-1,335	3395,86
237	0,2695	-1,23	3389,83	0,2678	-1,222	3367,73
238	0,2304	-1,118	3339,61	0,2289	-1,111	3317,84
239	0,195	-1,008	3266,92	0,1937	-1,001	3245,63
240	0,1632	-0,9	3171,51	0,1621	-0,894	3150,84
241	0,1349	-0,797	3053,48	0,134	-0,791	3033,57
242	0,11	-0,697	2913,32	0,1093	-0,692	2894,33
243	0,0884	-0,603	2752,01	0,0878	-0,599	2734,07
244	0,0698	-0,514	2571,02	0,0693	-0,51	2554,26
245	0,0541	-0,431	2372,38	0,0537	-0,429	2356,92
246	0,041	-0,356	2158,72	0,0407	-0,353	2144,65
247	0,0303	-0,288	1933,26	0,0301	-0,286	1920,66
248	0,0217	-0,227	1699,84	0,0216	-0,225	1688,76
249	0,015	-0,174	1462,9	0,0149	-0,173	1453,36
250	0,01	-0,129	1227,38	0,0099	-0,129	1219,38
251	0,0063	-0,092	998,699	0,0063	-0,092	992,189
252	0,0038	-0,063	782,515	0,0037	-0,062	777,414
253	0,0021	-0,04	584,558	0,0021	-0,04	580,748
254	0,001	-0,023	410,298	0,001	-0,023	407,623
255	0,0004	-0,012	264,53	0,0004	-0,012	262,805
256	0,0002	-0,005	150,826	0,0002	-0,005	149,842
257	0	-0,002	70,828	0	-0,002	70,366
258	0	0	23,351	0	0	23,198
259	0	0	3,246	0	0	3,225
260	0	0	0	0	0	0