

АНОТАЦИЯ

В данной работе проанализированы пути снижения токсичности продуктов сгорания. Произведен расчет рабочего цикла дизеля ВАЗ-341 по методу И.И. Вибе с учетом добавки водорода. Предложен способ и схема добавки водорода для улучшения экологических показателей дизельного двигателя ВАЗ-341.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ПУТИ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНОСТИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ.....	8
1.1 Совершенствование процессов смесеобразования и горения.....	9
1.2 Нейтрализация продуктов сгорания.....	15
1.3 Применение альтернативных топлив.....	19
2 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ.....	30
2.1 Тепловой расчет.....	30
2.1.1 Термохимический расчет.....	30
2.1.2 Параметры окружающей среды и остаточные газы.....	32
2.1.3 Расчет процесса наполнения.....	32
2.1.4 Параметры сжатия рабочего тела и начала воспламенения смеси	35
2.1.5 Термодинамический расчет	36
2.1.6 Расчет процесса расширения.....	38
2.1.7 Индикаторные показатели	42
2.1.8 Эффективные показатели	43
2.1.9 Тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания	46
2.1.10 Внешняя скоростная характеристика двигателя.....	47
2.2 Кинематический расчет.....	50
2.3 Динамический расчет.....	53
2.4 Расчет поршня.....	55
2.5 Расчет системы охлаждения.....	57
2.6 Расчет системы смазки.....	59
3 СПЕЦЧАСТЬ.....	60
3.1 Схема добавки водорода	60
3.2 Источники водорода.....	61
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	64

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	65
ПРИЛОЖЕНИЕ А – Результаты теплового расчета.....	70
ПРИЛОЖЕНИЕ Б – Безопасность и экологичность работы.....	77

ВВЕДЕНИЕ

Уменьшение загрязнения окружающей среды токсичными веществами, выделяемыми стационарными и мобильными тепловыми установками, в том числе двигателями внутреннего сгорания (ДВС), является одной из приоритетных задач современного общества.

Процесс горения топлива в тепловых машинах предполагает использование в качестве окислителя кислород из воздуха, последующие химические превращения с образованием продуктов сгорания, а затем их выброс в атмосферу. При этом масштабы выделения вредных веществ от тепловых машин различного типа таковы, что они могут существенно менять концентрации химических веществ, входящих в состав окружающей среды (воздуха, воды, почвы), которая становится небезопасной для жизни биологических существ и прежде всего человека.

Состав продуктов сгорания традиционных топлив представляет собой сложную многокомпонентную систему, содержащую более 200 различных химических веществ. Основные из них оксиды углерода (CO и CO_2), оксиды азота NO_x , не сгоревшие или частично сгоревшие углеводороды C_nH_x , оксиды серы SO_x , образующиеся при сгорании сернистых топлив, органические соединения и твердые частицы. Кроме перечисленных компонентов в продуктах сгорания могут присутствовать также фенолы, эфиры фенолов и сложные эфиры, нитрофенолы, спирты, нитропирены и гетероциклические соединения.

Механизмы образования этих веществ различны и достаточно сложны. Концентрация того или иного компонента в продуктах сгорания зависит от множества факторов, среди которых можно выделить тип тепловой машины, вид применяемого топлива и окислителя, конструкцию камеры сгорания, способ смесеобразования и воспламенения топливно-воздушной смеси, условия и механизм горения, а также соотношение горючее–окислитель. В

таблице 1 приведено сопоставление состава продуктов сгорания бензиновых и дизельных двигателей.

Таблица 1- Усредненные концентрации различных компонентов в продуктах сгорания ДВС [4,5]

Компонент продуктов сгорания	Бензиновый двигатель	Дизельный двигатель
Оксид углерода CO	0,5–12,0%	0,005–0,4%
Диоксид углерода CO ₂	5,0–12,0%	1,0–12%
Оксиды азота NO _x	0,01–0,8%	0,004–0,5%
Азот N ₂	74–77%	74–78%
Кислород O ₂	0,3–8%	2,0–18%
Водяной пар H ₂ O	3,0–5,5%	0,5–9%
Сажа С	0–0,04 г/м ³	0,01–1,1 г/м ³
Углеводороды CH _x	0,2–3,0%	0,009–0,3%
Бензопирен C ₂₀ H ₁₂	0–20 мкг/м ³	0,05–1,0 мкг/м ³
Оксиды серы SO _x , в том числе:	До 0,008%	0,002–0,02%
диоксид серы SO ₂	—	0,0018–0,02%
триоксид серы SO ₃	—	0,00004–0,0006%
Альдегиды RCHO, в том числе:	0–0,2%	0,0001–0,002%
формальдегид HCHO	—	0,0001–0,0019%
акролеин CH ₂ CHCHO	—	0,0001–0,00013%

С целью защиты окружающей среды во многих странах введены нормы на уровни выбросов вредных веществ мобильными и стационарными энергоустановками. В качестве примера в таблице 2 приведены нормы выбросов загрязняющих веществ автомобильными двигателями, принятые в Европейском союзе.

Таблица 2 - Нормы токсичности продуктов сгорания автомобильных двигателей (г/(кВт·ч)) в странах Европейского союза.

Стандарт	Год введения	NO _x	CO	CH	Твердые частицы
ЕВРО-0	1988	14,4	11,2	2,5	–
ЕВРО-1	1993	8,0	4,5	1,1	0,36
ЕВРО-2	1996	7,0	4,0	1,1	0,15
ЕВРО-3	1999	5,0	2,0	0,6	1,10
ЕВРО-4	2005	3,5	1,5	–	0,02
ЕВРО-5	2008	2,0	1,5	–	0,02

Жесткие требования к экологическим показателям тепловых машин приводят к необходимости постоянного совершенствования методов управления над процессами подготовки топливной смеси, ее воспламенения и горения и последующей очистки продуктов сгорания. Снизить вредные выбросы в атмосферу позволяет и переход на альтернативные виды топлива. Положительные эффекты в данном направлении дает использование природного газа, пропан-бутана, синтез-газа, спиртов (метанола и этанола), биотоплива, а также водорода в качестве добавки к основному топливу. Одним из следующих шагов по уменьшению выбросов является использование водорода как монотоплива, при сжигании которого в конечных продуктах практически отсутствуют углеродсодержащие компоненты.

Целью выпускной квалификационной работы является разработка схемы добавки водорода к дизельному топливу двигателя ВАЗ-341, для улучшения экологических показателей.

1 ПУТИ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНОСТИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Снижение уровня токсичности продуктов сгорания до допустимых пределов представляет собой сложную научно-техническую задачу, при решении которой большое значение имеет необходимость обеспечения высоких энергетических и экологических показателей двигателей.

За последние десятилетия проблема снижения уровня выбросов в атмосферу тепловыми машинами и способы ее решения интенсивно изучались, о чем свидетельствуют многочисленные исследования [6, 7, 8, 9].

Анализ этих работ показал, что разработка методов и проведение соответствующих мероприятий для решения данной проблемы ведутся по следующим направлениям:

1. Снижение токсичности продуктов сгорания путем совершенствования существующей конструкции и рабочего процесса тепловых машин. Заметное влияние на экологические показатели двигателей оказывают способ смесеобразования, тип камеры сгорания, рабочий объем цилиндра, степень сжатия, процесс горения, характеристики воздушного заряда, закон подачи топлива, угол опережения зажигания или впрыска топлива, системы топливоподачи, газораспределения, воздухообеспечения и охлаждения, уровень форсирования двигателя, параметры наддува, рециркуляция продуктов сгорания и т. д.

2. Ужесточение экологических требований к вредным выбросам показало недостаточную продуктивность первого направления, поэтому получило широкое распространение использование дополнительных технических средств, обеспечивающих физико-химическую очистку продуктов сгорания до их выброса в атмосферу: нейтрализаторов и фильтров различного типа. С помощью этих устройств удается значительно снизить выбросы продуктов неполного сгорания топлива монооксида углерода CO, углеводородов C_nH_m, оксидов азота NO_x и твердых частиц (сажи), однако они

недостаточно эффективны при очистке продуктов сгорания от наиболее опасных компонентов – оксидов азота.

3. Обеспечение требуемых концентраций таких компонентов, как ПАУ, диоксида серы SO_2 и соединений свинца в продуктах сгорания, что невозможно сделать перечисленными выше направлениями. Ингибирование токсичности продуктов сгорания может быть достигнуто при использовании модифицированных топлив, представляющих собой традиционные углеводородные топлива с улучшенными свойствами. Это относится к ограничению содержания в топливе свинца, серы и ароматических углеводородов. Так, по данным [10, с. 43], сравнительные испытания автомобильных двигателей при использовании двух бензинов – стандартного и модифицированного – показали, что при использовании последнего снизились выбросы СН на 10%, СО на 20% и NO_x на 33%. Кроме существенного уменьшения выброса нормируемых компонентов продуктов сгорания во много раз уменьшились выбросы свинца, серы и других канцерогенных веществ.

4. Наиболее перспективное направление по снижению токсичности продуктов сгорания связано с переходом на альтернативные виды горючего, в том числе не содержащие углерода, например водород. Далее ограничимся рассмотрением основных положений существующих способов решения энерго-экологических проблем в области тепловых машин.

1.1 Совершенствование процессов смесеобразования и горения

Обеспечение малой токсичности и хорошей экономичности одновременно связано с совершенствованием рабочего процесса двигателя, т.е. процессов смесеобразования и горения.

В двигателях тепловая энергия, необходимая для совершения механической работы, получается в результате химических реакций между топливом и кислородом воздуха. Время, в течение которого протекают эти

реакции в современных двигателях, весьма ограничено и составляет тысячные и даже десятитысячные доли секунды. Способы образования топливоздушнoй смеси и протекание химических реакций в тепловых двигателях обуславливают ряд требований, предъявляемых к топливу и окислителю.

Топливо, применяемое в тепловых двигателях, должно иметь следующие свойства [1, 2, 3, 9, 11,]:

- хорошую испаряемость (для жидких топлив), которая зависит от фракционного состава, упругости паров, поверхностного натяжения и теплоты парообразования;

- оптимальные значения плотности, вязкости, сжимаемости и прокачиваемости (при низких температурах);

- высокую детонационную стойкость;

- минимальную склонность к образованию нагара и кокса на поверхностях камеры сгорания;

- высокую термоокислительную стабильность;

- высокую стабильность при хранении и транспортировке;

- не содержать механических примесей и воды;

- минимальную пожарную и токсикологическую опасность.

Оно должно быть способным обеспечивать:

- условия полного и своевременного сгорания и снижения токсических составляющих в продуктах сгорания;

- полноту сгорания;

- быстрый и надежный пуск двигателя независимо от температуры окружающей среды;

- уменьшение износов и коррозии зеркала цилиндра, поршневых колец и поршня.

В качестве окислителя в тепловых двигателях в основном используется воздух. Показатели системы питания двигателя воздухом влияют на наполнение цилиндров, а значит, и на индикаторные, эффективные и

экологические показатели его работы. От качества воздухообеспечения зависит и износостойкость основных сопряжений цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма. В связи с этим окислитель (воздух) должен:

- не содержать химических, органических, механических и других примесей, а также влаги, пожароопасных и взрывоопасных компонентов;
- иметь стабильное содержание кислорода, оптимальные для рабочего процесса значения температуры и плотности для обеспечения максимального наполнения цилиндров двигателя;
- иметь другие свойства, обеспечивающие надежное и высококачественное смесеобразование на всех режимах работы двигателя и в широком диапазоне изменения внешних условий.

Основные требования, предъявляемые к процессу горения топлива в цилиндрах двигателей:

- сгорание топлива должно быть максимально полным;
- скорость горения не должна выходить за некоторые пределы, обеспечивающие надлежащее протекание рабочего процесса двигателя;
- в процессе горения не должно выделяться продуктов, вредных с точки зрения загрязнения окружающего воздуха и износа деталей двигателя.

Сгорание топлива с теоретически необходимым количеством воздуха ($\alpha = 1$) является частным случаем. В зависимости от способа смесеобразования и условий сгорания топлива, режима работы двигателя (скоростного или нагрузочного режима) и способа регулирования мощности соотношение количества топлива и воздуха, поступающего в цилиндр двигателя, может изменяться. В реальном процессе даже при коэффициенте избытка окислителя (воздуха) $\alpha = 1$ все топливо не может быть сожжено до конечных продуктов окисления. Это происходит из-за невозможности получения такой совершенной смеси топлива с теоретически необходимым количеством воздуха, в которой каждая частица топлива была бы обеспечена требуемым для ее сгорания количеством кислорода.

Для снижения токсичности продуктов сгорания используется комплекс мероприятий, направленных на увеличение полноты сгорания топлива путем оптимизации дозирования горючей смеси и более надежного и стабильного ее зажигания. Одними из наиболее важных параметров работы двигателя, определяющих эмиссию вредных компонентов в продуктах сгорания, являются коэффициент избытка окислителя α (коэффициент избытка горючего ϕ) и угол опережения зажигания $\phi_{0.3}$ (или угол начала впрыскивания $\phi_{впр}$). Полнота сгорания зависит в основном от среднего значения α и качества перемешивания топлива с воздухом, т.е. от макро- и микросмешения.

Требования к макросмешению вытекают из условия, что именно коэффициент избытка воздуха α в основном определяет состав продуктов сгорания и удельный расход топлива двигателем, хотя α по-разному влияет на концентрацию компонентов в продуктах сгорания. Если теоретически CO и CH_x имеются в продуктах сгорания только богатых смесей, т.е. при правильной организации микросмешения в бедных смесях эти продукты не образуются, то NO_x в наибольших количествах образуется при несколько обедненных смесях, т.е. при $\alpha = 1-1,1$, соответствующем максимальной температуре сгорания при наличии избыточного кислорода. По данным [10], по мере обеднения (и обогащения) концентрация NO_x в продуктах сгорания падает, достигая незначительной величины уже при $\alpha = 1,4$.

Типичный характер зависимости концентраций основных токсичных компонентов (CO, CO₂, CH и NO_x) от коэффициента избытка окислителя α для бензинового двигателя, работающего в основном на смеси, близкой к стехиометрической или богатой, показан на рисунке 1.1 [10, с. 27].

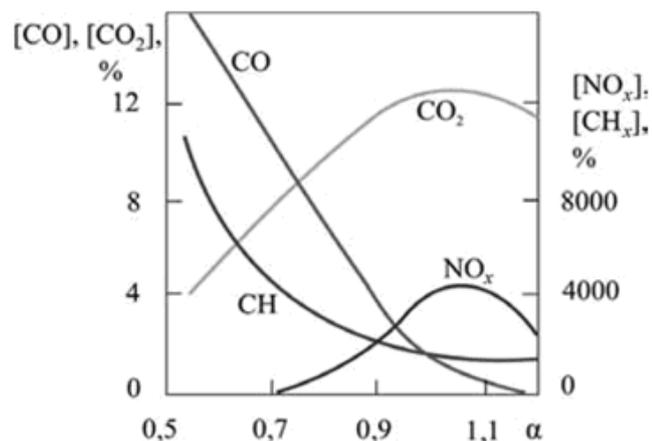


Рисунок 1.1 - Влияние коэффициента избытка окислителя α на концентрацию компонентов продуктов сгорания в бензиновом двигателе [10, с. 27].

Видно, что изменение эмиссий CO_2 и NO_x носит экстремальный характер с максимумом в указанной области смеси. С обеднением смеси эмиссии CO и CH снижаются, причем снижение CH продолжается до тех пор, пока не начнутся перебои, после чего их эмиссия увеличивается. Формы этих кривых говорят о сложности борьбы с эмиссией продуктов горения.

Уменьшение угла начала впрыска в дизелях обуславливает падение максимальных температур сгорания вследствие более позднего его развития по фазе цикла, в основном уже в такте расширения. Но это сопровождается существенным увеличением удельных расходов топлива, что приводит к снижению концентрации NO_x в продуктах сгорания.

Сокращение продолжительности впрыска, наоборот, приводит к увеличению выбросов NO_x , о чем свидетельствует Рисунок 1.2 [12], т.е. имеет место полная аналогия с влиянием на образование NO_x изменения угла опережения и скорости сгорания в карбюраторных двигателях. Управление интенсивностью заряда и увеличение давления впрыскивания дают возможность добиваться одновременно снижения выбросов NO_x и твердых частиц, особенно на средних нагрузках.

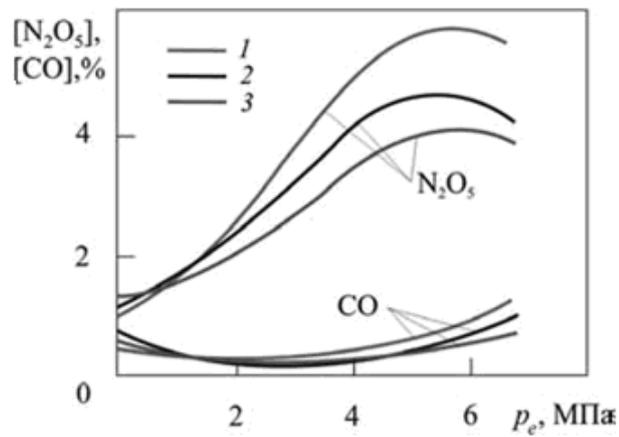
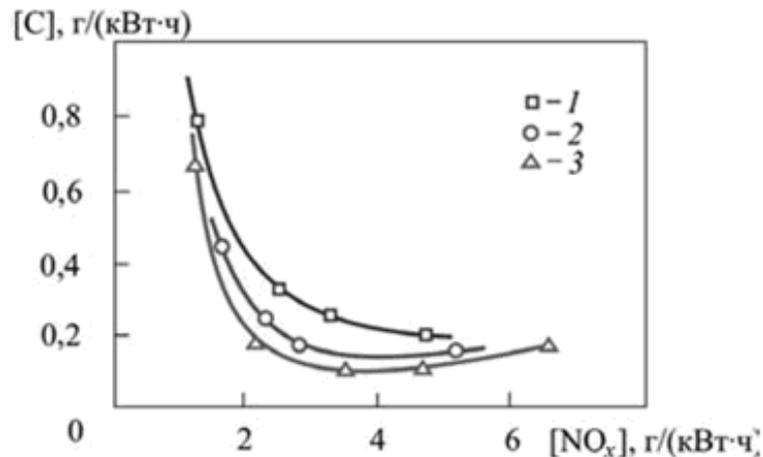


Рисунок 1.2 - Влияние продолжительности впрыска топлива на содержание монооксида углерода CO и оксидов азота N_2O_5 в продуктах сгорания дизеля [12]

Совершенствование процессов смесеобразования и сгорания в дизелях с целью уменьшения их токсичности заключается в поиске компромисса между топливной экономичностью, выбросами оксида азота NO_x и твердых частиц, так как мероприятия, ведущие к уменьшению выбросов NO_x , как правило, вызывают рост выброса твердых частиц, о чем свидетельствует рисунок 1.3 [10, с. 62].



1 – 40 МПа

2 – 50 МПа

3 – 70 МПа

Рисунок 1.3 - Взаимосвязь между выбросами NO_x и сажи в продуктах сгорания дизеля (при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,3 \text{ МПа}$) [10, с. 62]

1.2 Нейтрализация продуктов сгорания

Снижения токсичности продуктов сгорания тепловых двигателей можно достичь установкой в выпускной системе дополнительных технических средств, использующих механическую, физико-химическую, электрическую и электромагнитную энергию. К ним относятся сажевые и инерционные фильтры, циклоны, нейтрализаторы (термические, каталитические, восстановительные и жидкостные), плазмохимические реакторы, дожигатели различных типов, электрофильтры, сверхвысокочастотные установки, электрофильтры-дожигатели и др. Принципы работы и описание этих устройств изложены в работах [4, 13, 14 с. 13;]. Однако более широкое применение получили термические, каталитические, восстановительные и жидкостные нейтрализаторы.

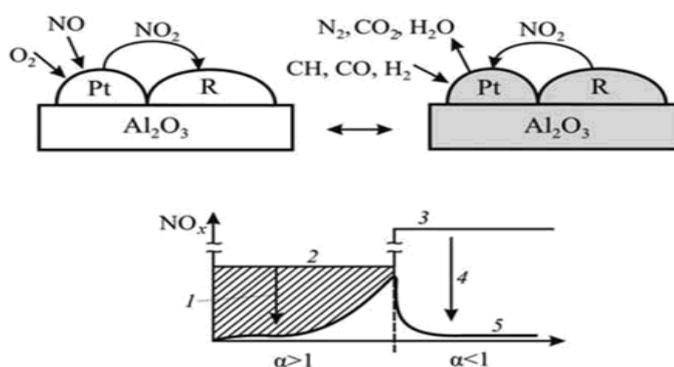
Окислительные каталитические нейтрализаторы служат для окисления CO и CH и эффективно работают при температурах 300–800 °С. В качестве катализаторов используют платину и палладий. Основным недостатком этих нейтрализаторов – проблема выбросов NOx остается нерешенной.

Трехкомпонентные каталитические нейтрализаторы, в которых применяется триметаллический катализатор – платина, палладий, родий в соотношении 1:16:1 или 1:28:1. В этих нейтрализаторах одновременно происходят две реакции: окисления CO и CH в CO₂ и H₂O (водяной пар) соответственно, восстановления NOx до азота N₂ и аммиака NH₃ (при работе двигателя на стехиометрической смеси основным продуктом восстановления NO является N₂, а на богатых смесях образуется больше NH₃). В качестве восстановителей используются находящиеся в продуктах сгорания CO, CH и H₂.

Каталитический нейтрализатор работает наиболее эффективно, если в двигатель подается смесь стехиометрического состава. Основным элементом, обеспечивающим успешное функционирование каталитического нейтрализатора продуктов сгорания, является встраиваемый в выпускную

систему датчик концентрации кислорода (λ -зонд), с помощью которого постоянно регулируется состав смеси для получения точного соответствия коэффициента избытка окислителя $\alpha = 1$. Датчик определяет содержание O_2 в продуктах сгорания, а его электрический сигнал использует электронный блок управления, который соответственно изменяет количество впрыскиваемого топлива. Принцип действия λ -зонд заключается в способности пропускать через себя ионы кислорода. Если содержание кислорода на активных поверхностях датчика, одна из которых контактирует с атмосферой, а другая с продуктами сгорания, значительно отличается, то происходит резкое изменение напряжения на выводах датчика.

Адсорбционно-каталитический нейтрализатор. Данный тип нейтрализаторов применяется в основном для снижения выбросов оксидов азота NO_x двигателями с непосредственным впрыском. Механизм действия такого нейтрализатора показан на рисунке 1.4 [10, с. 48]. Носитель из оксида алюминия Al_2O_3 покрыт катализатором из платины Pt и специальным веществом R (оксидом металла), выполняющим функцию адсорбера. При работе на бедных смесях платиновый катализатор способствует окислению NO в NO_2 , который на материале R адсорбируется в виде нитратов и нитритов.

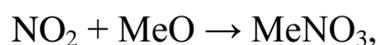


1, 4 – снижение выбросов NO_x

2, 3 – концентрация NO_x на выходе из цилиндра

5 – концентрация NO_x после нейтрализатора

Рисунок 1.4 - Механизм снижения концентрации NO_x в адсорбционно-каталитическом нейтрализаторе [10, с. 48]



где Me – металл.

При работе двигателя на стехиометрической и богатых смесях ($\alpha \leq 1,0$) происходит восстановление нитратов на платиновом катализаторе (регенерация) с участием CO, CH и H₂ по реакции $\text{MeNO}_3 \rightarrow \text{MeO} + \text{NO} + 0,5\text{O}_2$.

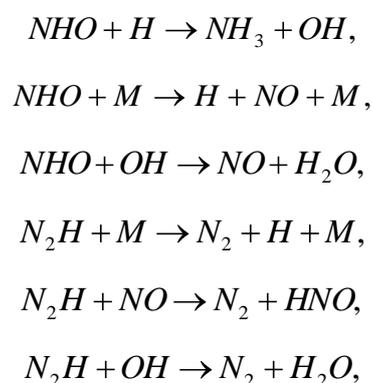
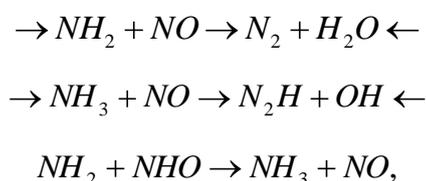
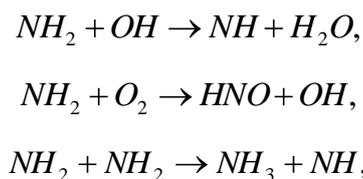
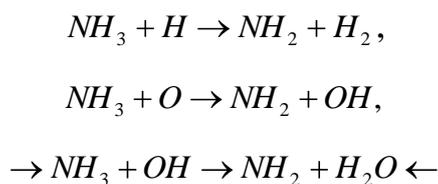
Существенным недостатком адсорбционно-каталитического нейтрализатора является необходимость снижения в бензине содержания серы до 30 ppm и менее, а также необходимость поддержания температуры в диапазоне 250–350 °C для адсорбции, 400–550 °C для регенерации, выше 650 °C для разложения сульфатов.

В бензиновых двигателях используются все перечисленные нейтрализаторы, а в дизелях применяются в основном окислительные каталитические нейтрализаторы (в частности, для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков) для снижения выбросов CO и CH. Однако высокая температура в нейтрализаторе приводит к окислению SO₂ до SO₃ и далее к образованию сульфатов, которые существенно увеличивают содержание твердых частиц. По этой причине использование окислительных каталитических нейтрализаторов для дизелей большегрузных автомобилей нецелесообразно.

Селективные нейтрализаторы. Нейтрализация оксидов азота NO_x в газотурбинных двигателях, топочных устройствах и некоторых дизельных двигателях осуществляется с помощью селективных нейтрализаторов, работающих с подачей в систему выпуска (до нейтрализатора) аммиака NH₃ или мочевины (NH₂)₂.

В случае использования аммиака NH₃ последний, согласно [15], при достаточно высокой температуре реагирует с OH, образуя NH₂, который вступает в реакцию с оксидом азота NO с образованием H₂O и N₂ или N₂H,

что в конечном итоге также приводит к образованию N_2 . Наиболее важные элементарные реакции этого процесса имеют следующий вид [16 с. 300; 543]:



Селективный нейтрализатор каталитического восстановления активен в широком диапазоне температур, однако его работоспособность снижается содержащимися в продуктах сгорания серой и конденсированными микрочастицами [16]. Кроме того, для снижения выбросов CO и CH необходимо использовать дополнительно окислительный каталитический нейтрализатор, что приведет к усложнению конструкции транспортных средств и повысит их стоимость.

1.3 Применение альтернативных топлив

Можно констатировать, что резервы снижения токсичности продуктов сгорания двигателей перечисленными способами к настоящему времени практически исчерпаны. Поэтому сегодня активно ведутся работы, направленные на поиск и обоснование применения новых топлив, которые позволят существенно уменьшить уровень вредных выбросов в атмосферу, о чем свидетельствуют многочисленные работы [17, 18, 19, 20, 22].

В качестве возможных видов топлив, которые могут заменить традиционные (бензин и дизель) в ближайшем будущем и в более отдаленной перспективе, рассматриваются:

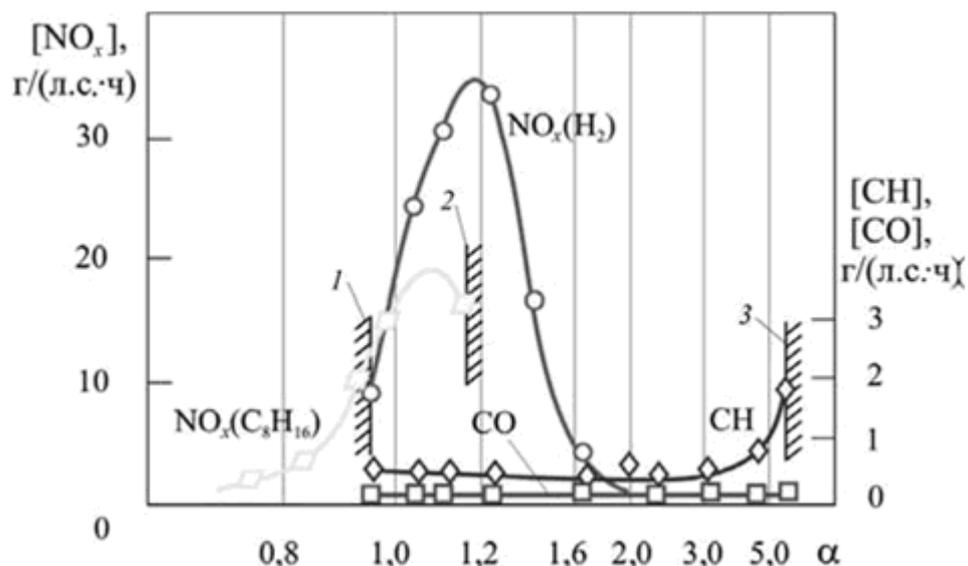
- синтетические топлива (жидкие углеводородные смеси, близкие по составу и свойствам к традиционным топливам, но получаемые не из нефти;
- горючие газы (углеводородные газы, водород);
- спирты (метанол и этанол);
- биотоплива;
- водотопливные эмульсии;
- азотно-водородные соединения.

Наиболее перспективным из перечисленных топлив при их сжигании в тепловых машинах является водород. Сегодня возможность использования водорода как топлива для тепловой машины (в частности, для ДВС) либо в чистом виде, либо в виде добавки к основному углеводородному топливу не вызывает сомнений. Водород как моторное топливо имеет ряд преимуществ: хорошую воспламеняемость в смеси с воздухом, обеспечивающую легкий запуск двигателя при практически любых возможных температурах окружающей среды; высокую антидетонационную стойкость, допускающую работу при больших степенях сжатия; высокую скорость и полноту сгорания, что позволяет приблизить реальный цикл работы ДВС с искровым зажиганием к идеальному с подводом теплоты к смеси при постоянном

объеме, т.е. увеличить КПД цикла. Добавка водорода к базовому топливу снижает эмиссию таких вредных выбросов, как CO и CH, о чем свидетельствуют публикации [23 - 27]. При использовании водорода в качестве монотоплива образования указанных компонентов не происходит, что дает возможность создания практически экологически чистых тепловых машин. Однако вследствие высокой температуры горения водорода при наличии свободного кислорода O в камере сгорания существенно растет эмиссия оксидов азота NO_x.

По данным Я. Б. Зельдовича, П. Я. Садовникова и Д. А. Франк-Каменецкого [28], энергия активации образования NO превышает $5 \cdot 10^5$ кДж/кмоль. Это означает, что повышение максимальной температуры горения T_z от 2500 до 2600 К приводит при прочих равных условиях к увеличению скорости реакции в 2,6 раза, а снижение T_z с 2500 до 2300 К уменьшает скорость образования NO в 8 раз. Снижение выбросов оксидов азота NO_x может быть достигнуто качественным регулированием путем обеднения горючей смеси (увеличения коэффициента избытка окислителя α примерно до 2) или понижением температуры сгорания смеси при помощи рециркуляции газов, добавки воды и т. д.

Состав продуктов сгорания в двигателе, работающем на чистом водороде, существенно отличается от состава продуктов сгорания в базовом двигателе и характеризуется практически отсутствием таких компонентов, как CO и CH, что связано с отсутствием углерода в топливе. Тем не менее в продуктах сгорания водорода присутствует незначительное количество CO и CH, о чем свидетельствует рисунок 1.5 [29], что обусловлено выгоранием углеводородных масла и смазки, попадающих в камеру сгорания. Но при работе двигателя на водороде в области стехиометрических, богатых и слегка обедненных смесях из-за высоких температур его сгорания образуется большее количество NO_x, чем при работе на бензине.

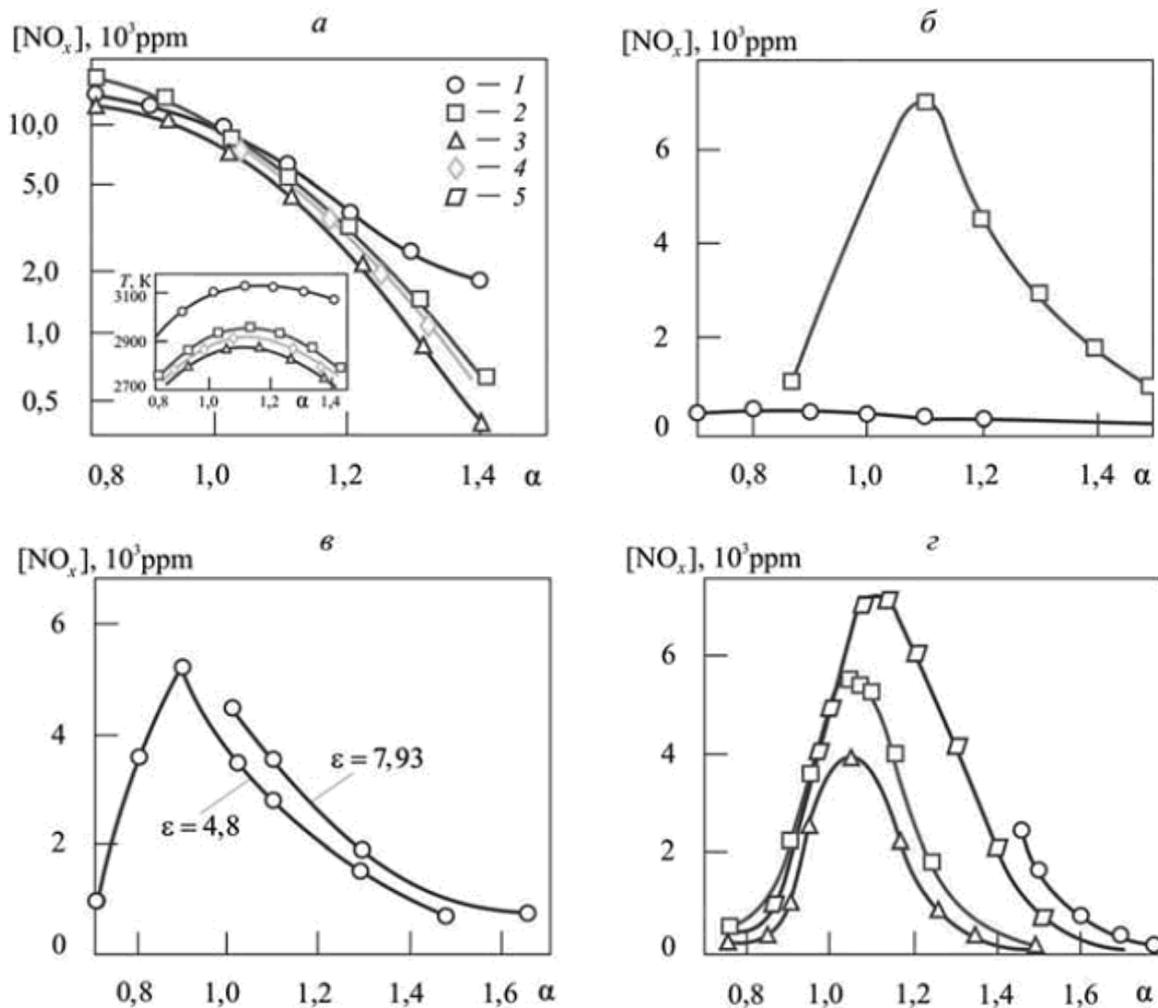


- 1 – богатая граница устойчивой работы на водороде
- 2 – бедная граница устойчивой работы на изооктане
- 3 – бедная граница работы на водороде

Рисунок 1.5 - Состав продуктов сгорания в двигателе, работающем на водороде[29]

На рисунке 1.6 приведены данные расчетов теоретических циклов при работе двигателя на различных топливах при $\epsilon = 9$. Быстрое сгорание водородно-воздушных смесей способствует тому, что действительная температура сгорания в двигателе этих смесей выше, чем углеводородно-воздушных того же состава. Однако концентрация O_2 и N_2 в водородно-воздушных смесях меньше, чем в углеводородно-воздушных.

Значительно меньшая концентрация O_2 и N_2 в водородно-воздушных смесях (благодаря малому L_0) способствует снижению NO_x . Однако данные разных исследователей дают различные концентрации NO_x (рисунок 6, б-г). Из этого следует, что вопрос о концентрации NO_x в продуктах сгорания водородно-воздушных смесей в тепловых машинах нуждается в дополнительном изучении.



a – расчетные (сгорание при $V = \text{const}$) для $\epsilon = 9$

б – для одноцилиндрового двигателя

в – для одноцилиндрового двигателя при $n = 1100 \text{ мин}^{-1}$

з – для одноцилиндрового двигателя при $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$

1 – водород

2 – бензин (или изооктан)

3 – метан

4 – пропан

5 – $H_2 = 50\%$, $CH_4 = 50\%$

Рисунок 1.6 - Зависимости концентраций оксидов азота в продуктах сгорания двигателей от коэффициента α при использовании различных ТОПЛИВ

Из рисунка 1.6 [30] следует, что максимальный уровень выбросов NOx при сгорании водорода примерно вдвое выше, чем у бензина, что объясняется более высокой температурой горения водорода. С обеднением смеси удельный выброс оксидов азота NOx с продуктами сгорания водорода резко снижается и при $\alpha > 1,8$ практически отсутствует.

На рисунке 1.7 приведены результаты измерений концентрации NO на расстоянии 3 см за фронтом водородно-воздушных пламен предварительно перемешанной смеси в зависимости от стехиометрического коэффициента (коэффициента избытка горючего) и их сравнение с результатами расчетов по схеме реакций [31].

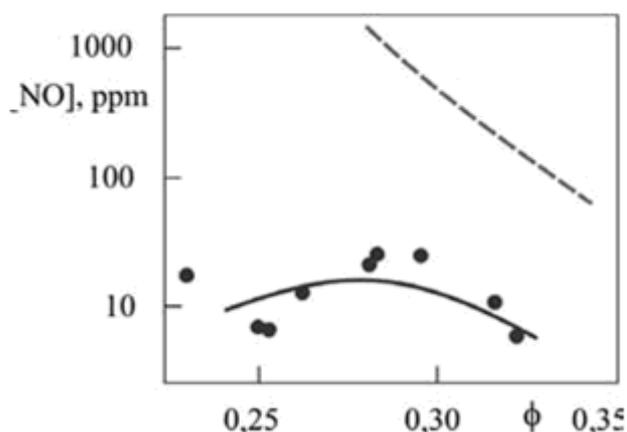


Рисунок 1.7 - Экспериментально измеренные и рассчитанная равновесная (штриховая кривая) концентрации NO в водородно-воздушных пламенах в зависимости от стехиометрического отношения [31]

Получено хорошее согласие расчетных и экспериментально измеренных концентраций.

Снижение эмиссий оксидов азота NOx с продуктами сгорания водорода без существенных потерь мощности двигателя или ухудшения его КПД возможно путем добавления воды. Так, по данным [31], при отношении (по массе) $H_2O/H_2 = 8$ содержание оксидов азота NOx в продуктах сгорания уменьшается в среднем в 8–10 раз.

На современном этапе реальное использование H_2 для автомобильных двигателей представляется, скорее всего, как добавка к основному топливу. В этом случае происходит снижение эмиссии таких продуктов сгорания, как CO , CO_2 , CH и сажевых частиц. На рисунке 8 показано изменение состава продуктов сгорания в зависимости от коэффициента избытка окислителя (воздуха) α при работе двигателя на водородно-изооктановых смесях в области предельного обеднения [31]. До $\alpha = 1,1$ двигатель работает на чистом изооктане, затем добавляется водород с наращиванием его добавки вплоть до перехода на чистый водород.

Видно, что изменение уровня выбросов CH и NO_x носит экстремальный характер: с минимумом для CH при $\alpha = 1,15$ и максимумом для NO_x при слегка обогащенной смеси. При $\alpha > 1,8$ концентрация NO_x очень незначительна. Что касается выбросов монооксида углерода CO , то в области богатой смеси ($\alpha \leq 1$) по мере уменьшения α его концентрация в продуктах сгорания снижается, а в области бедной смеси изменение α лишь незначительно сказывается на эмиссии CO .

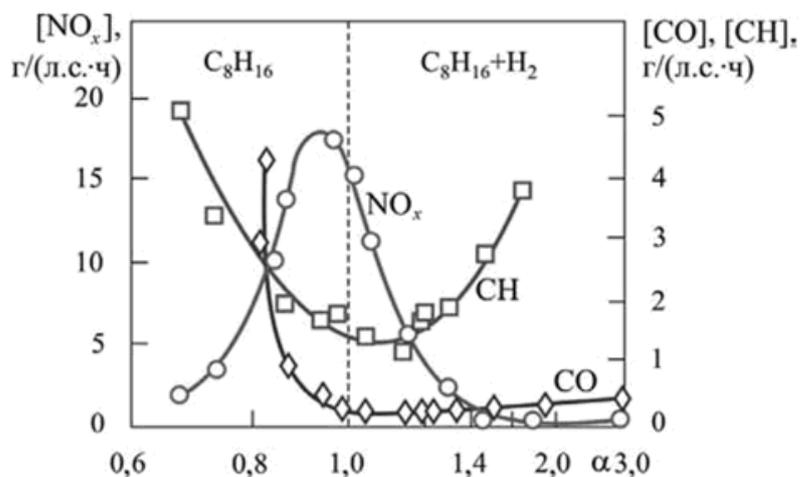
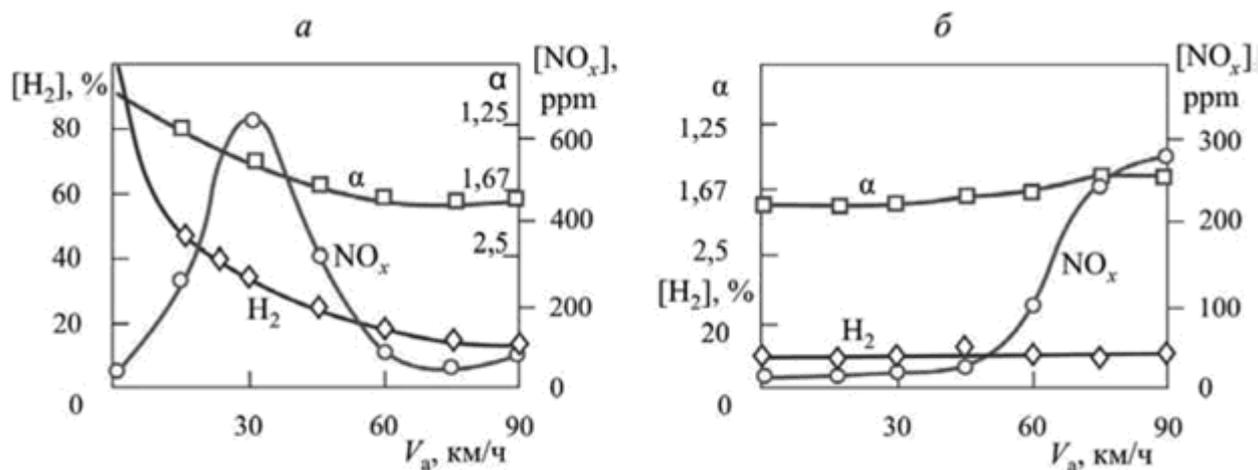


Рисунок 1.8 - Изменение состава продуктов сгорания при работе двигателя на водородно-изооктановых смесях в области предельного обеднения [31]

На рисунке 1.6 *а* показана динамика изменения коэффициента избытка окислителя (воздуха) α и эмиссии NO_x при различных скоростях движения автомобиля с постоянным расходом водорода, равным 18 г/мин [31].

Видно, что максимум эмиссий NO_x достигается при скорости 30 км/ч, причем количество NO_x на указанной скорости примерно в 5 раз больше, чем при движении со скоростью 60–90 км/ч. Объясняется это обогащением смеси при низких скоростях движения автомобиля из-за нерегулируемого (постоянного) расхода водорода.

Иной характер носят результаты испытаний автомобиля с регулируемой подачей водорода, о чем свидетельствует рисунок 1.6 *б*. Добавка водорода на всех режимах поддерживалась на уровне 10% от количества бензина, при этом значения коэффициента избытка окислителя (воздуха) изменялись от $\alpha = 1,8$ на холостом ходу до $\alpha = 1,5$ при скорости автомобиля 90 км/ч. Видно, что с ускорением автомобиля выбросы NO_x увеличиваются сначала незначительно, затем, начиная со скорости примерно 50 км/ч, наблюдается резкое увеличение их эмиссии.



а – регулируемая

б – постоянная добавка

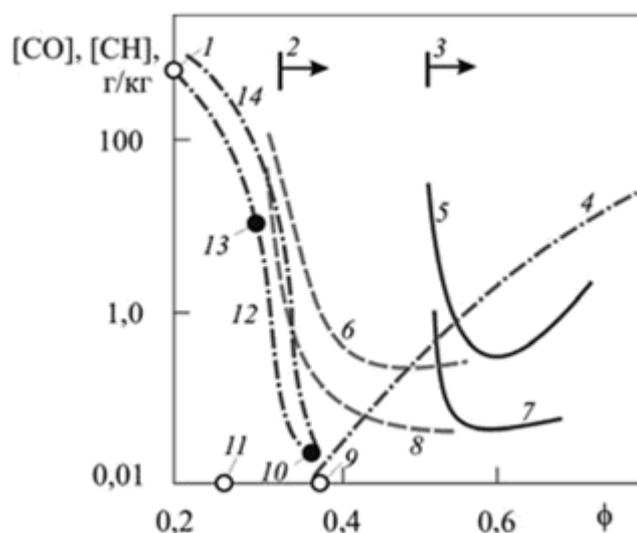
Рисунок 1.9 - Характеристики топливной смеси и выбросы NO_x при работе двигателя при различных способах добавки водорода [31]

В работе [32] отмечается, что 5%-ная добавка водорода позволяет улучшить экономические и токсические параметры двигателя при сохранении его максимальной мощности. Так, при работе двигателя ГАЗ-24 на бензине с постоянной 5%-ной добавкой водорода удельный расход топлива при полностью открытой дроссельной заслонке снижается на 11,5%. При этом выбросы углеводородов СН на всех скоростных режимах выше 2000 об/мин снижаются в 2–3 раза, а концентрация монооксида углерода СО в продуктах сгорания не превышает 1%.

При использовании газообразного водорода в экспериментальном автомобиле UCLA (США), созданном на базе модели «Ford-Boss» 1971 г. с двигателем V-8 объемом 5,75 л, расход топлива составлял 1 кг H₂ на 35 км [33]. В продуктах сгорания этого автомобиля отсутствуют такие компоненты, как СО, СО₂ и СН, и содержится лишь примерно 0,205 г/км NO_x. При испытаниях автомобиля «Datsun B-210», работающего на жидком водороде, с двигателем рабочим объемом 1,4 л и $\epsilon = 9,5$ по городскому ездовому циклу в продуктах сгорания содержалось СН – 0,05 г, СО – 0,18 г и NO_x – 2,56 г на 1 км пробега.

На рисунках 1.10-1.12 представлены результаты расчетно-экспериментальных исследований уровней выбросов токсичных веществ при сжигании в модельной камере сгорания ГТД предварительно подготовленных углеводородно-воздушных смесей и при их насыщении водородом [35].

Установлено [34], что насыщение водородом зоны пиролиза углеводородного топлива в первичной зоне камеры сгорания ГТД приводит к ингибированию процесса образования бензапирена и существенному снижению его эмиссии с продуктами сжигания.

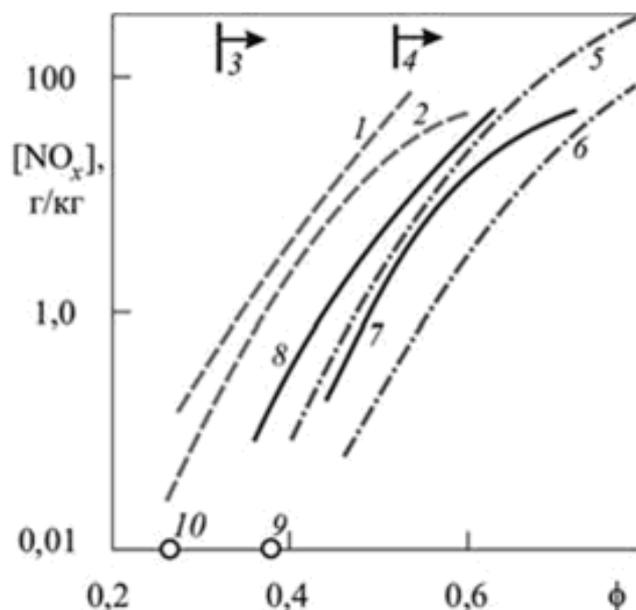


- 1, 10, 13 – добавка водорода составляет соответственно 29, 14 и 17%
- 2, 3 – полнота сгорания топлива ($\eta_r > 99\%$) для керосина, обогащенного водородом ($gH_2 \approx 12\%$), и для керосина
- 4 – равновесное содержание CO в продуктах сгорания (расчет);
- 5, 7 – эмиссии CO и CH при сжигании предварительно подготовленной смеси керосина с воздухом (эксперимент)
- 6, 8 – эмиссии CO и CH при сжигании смеси керосина с водородом ($gH_2 \approx 12\%$) и воздухом
- 9, 11 – экспериментальные точки предела обеднения смеси керосина с воздухом и керосина с водородом ($gH_2 \approx 12\%$) и воздухом по условию воспламенения
- 12, 14 – эмиссии CO, вычисленные по химической кинетике для предварительно подготовленной смеси соответственно для керосина с добавкой водорода и керосина

Рисунок 1.10 - Зависимость эмиссии CO, CH модельной камеры сгорания от состава топливно-воздушной смеси [33]

Снижение концентрации сажевых частиц в продуктах сгорания ГТД можно обеспечить при сжигании предварительно подготовленных обедненных смесей углеводородов с воздухом, особенно при насыщении этих смесей водородом, или при сжигании предварительно подготовленных

смесей углеводородного топлива с воздухом на диффузионном водородном топливе [34].



1, 2 – смеси керосина и водорода с воздухом при различных модификациях стабилизатора пламени

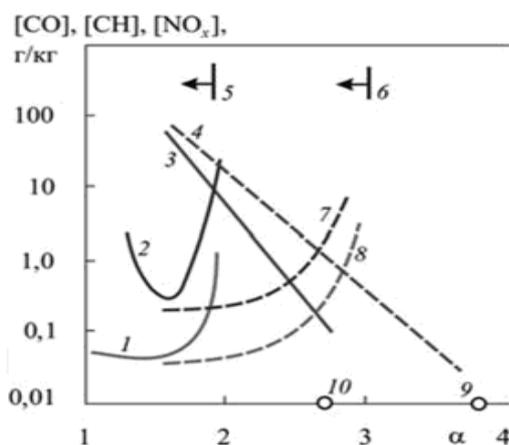
3, 4 – полнота сгорания топлива ($\eta_r \geq 99\%$) для керосина с добавками водорода и керосина соответственно

5, 6 – расчетные эмиссии NO_x , вычисленные на основе химической кинетики, соответственно для водородно- и керосино-воздушных смесей;

7, 8 – экспериментальные значения эмиссии NO_x при сжигании предварительно подготовленной смеси керосина с воздухом для различных модификаций стабилизатора пламени

9, 10 – точки предела обеднения смеси керосина с воздухом и керосина с добавкой водорода и воздуха

Рисунок 1.11 - Зависимость эмиссии оксидов азота NO_x при сжигании керосина с добавками водорода ($g_{\text{H}_2} \approx 12\%$) в модельной камере сгорания от состава топливно-воздушной смеси [35]



1, 2, 10 – керосиновоздушные смеси; 4, 7, 8 – керосино-водородно-воздушные смеси ($gH_2 \approx 5\%$); 1, 8 – CH; 2, 7 – CO; 3, 4 – NO_x; 5, 6 – $\eta_r \geq 0,99\%$ для керосина и керосино-водородной смеси; 9, 10 – предел обеднения для керосино-водородной смеси и керосина

Рисунок 1.12 - Зависимость эмиссии токсичных веществ при сжигании в модельной камере сгорания предварительно подготовленных двухкомпонентных топливных смесей от их состава [34]

Видно, что при переобеднении углеводородно-воздушной смеси ($\alpha > 1,4$) резко возрастают эмиссии CO и CH, снижается полнота сгорания топлива. Обогащение керосино-воздушной смеси водородом существенно расширяет зону с необходимой полнотой сгорания топлива при обеднении смеси. При этом несколько повышаются выбросы оксидов азота.

В настоящее время формула «водородная энергетика + тепловая машина (ДВС)» имеет много нерешенных проблем. Конверсия двигателя на питание водородом сопровождается воспламенением и сгоранием смеси до поступления в цилиндр (появлением так называемых обратных вспышек), понижением максимальной мощности двигателя, возникновением «водородной хрупкости» в поверхностных слоях металлов при их насыщении водородом. Малая объемная теплота сгорания водорода вызывает большие трудности при организации хранения его на борту транспортного средства. Немало сложностей встречается при производстве, транспортировке и хранении водорода.

2 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

Расчет рабочего цикла дизеля ВАЗ 341 по методу И.И. Вибе

2.1 Тепловой расчет

Исходные данные:

- Номинальные обороты двигателя $n = 4500 \text{ мин}^{-1}$;
- Количество цилиндров $i = 4$;
- Диаметр цилиндра $D = 76 \text{ (мм)}$;
- Ход поршня $S = 80 \text{ (мм)}$;
- Радиус кривошипа $R = 40 \text{ (мм)}$;
- Длина шатуна $L = 136 \text{ (мм)}$;
- Отношения радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = 0,29412$
- Объем двигателя $V_d = 1,52 \text{ (л)}$;
- Тактность двигателя $\tau = 4$;
- Степень сжатия $\varepsilon = 23$;
- Коэффициент $\alpha = 1,5$.

2.1.1 Термохимический расчет

Для дизелей, средний элементарный состав в массовых долях и молекулярная масса составляют:

$$C = 0,87; H = 0,126; O = 0,004.$$

С учетом 10% добавки водорода получим:

$$C = 0,77; H = 0,226; O = 0,004.$$

Низшая теплота сгорания (H_u) жидкого топлива определяется по формуле Менделеева

$$H_u = [4,013C + 125,6H - 10,9O - S] - 2,512 [H + W] \cdot 10^6$$

$$H_u = 42437,4 \text{ КДж/кг},$$

С учетом добавки водорода – $H_u = 49347,4$ КДж/кг.

Теоретическая масса воздуха необходимая для сгорания 1 кг жидкого топлива

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = 14,452 \frac{\text{кг.возд}}{\text{кг.топл}},$$

С учетом добавки водорода – $l_0 = 16,771 \frac{\text{кг.возд}}{\text{кг.топл}}$.

Количество воздуха необходимое для сгорания 1 кг жидкого топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,500 \frac{\text{кмоль.возд}}{\text{кг.топл}},$$

С учетом добавки водорода – $L_0 = 0,579 \frac{\text{кмоль.возд}}{\text{кг.топл}}$

Количество свежего заряда при $\alpha = 1,5$

$$M_1 = \alpha L_0 = 1,5 \cdot 0,500 = 0,749 \frac{\text{кмоль.св.зар.}}{\text{кг.топл}},$$

С учетом добавки водорода – $M_1 = 0,869 \frac{\text{кмоль.св.зар.}}{\text{кг.топл}}$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания

$$M_{CO_2} = C / 12 = 0,87 / 12 = 0,0725 \frac{\text{кмоль}CO_2}{\text{кг.топл}};$$

$$M_{H_2O} = H / 2 = 0,126 / 2 = 0,0630 \frac{\text{кмоль}H_2O}{\text{кг.топл}};$$

$$M_{O_2} = 0,208 (\alpha - 1) L_0 = 0,208 \cdot (1,5 - 1) \cdot 0,5 = 0,0519 \frac{\text{кмоль}O_2}{\text{кг.топл}};$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_0 = 0,792 \cdot 1,5 \cdot 0,5 = 0,5933 \frac{\text{кмоль}N_2}{\text{кг.топл}}.$$

С учетом добавки водорода

$$M_{CO_2} = C / 12 = 0,77 / 12 = 0,0642 \frac{\text{кмоль}CO_2}{\text{кг.топл}};$$

$$M_{H_2O} = H / 2 = 0,226 / 2 = 0,1130 \frac{\text{кмоль}H_2O}{\text{кг.топл}};$$

$$M_{O_2} = 0,208 (\alpha - 1) L_0 = 0,208 \cdot (1,5 - 1) \cdot 0,579 = 0,0602 \frac{\text{кмоль}O_2}{\text{кг.топл}};$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_0 = 0,792 \cdot 1,5 \cdot 0,579 = 0,6880 \frac{\text{кмоль}N_2}{\text{кг.топл}}.$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2};$$

$$M_2 = 0,0725 + 0,0630 + 0,0519 + 0,5933 = 0,781 \frac{\text{кмоль.прод.сгор.}}{\text{кг.топл.}}$$

С учетом добавки водорода

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2};$$

$$M_2 = 0,0642 + 0,1130 + 0,0602 + 0,6880 = 0,926 \frac{\text{кмоль.прод.сгор.}}{\text{кг.топл.}}$$

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 0,781 / 0,749 = 1,042$$

С учетом добавки водорода

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 0,926 / 0,869 = 1,065$$

2.1.2 Параметры окружающей среды и остаточные газы

Атмосферные условия: $p_0 = 0,1$ МПа, $T_0 = 293$ К.

Давление окружающей среды: $p_k = p_0 = 0,1$ МПа.

Температура окружающей среды: $T_k = T_0 = 293$ К

Температура и давление остаточных газов: $p_r = 1,15 \cdot p_0 = 0,115$ МПа;

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$T_r=784 \text{ К}$	$T_r=794 \text{ К}$	$T_r=796 \text{ К}$	$T_r=821 \text{ К}$

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$T_r=783 \text{ К}$	$T_r=795 \text{ К}$	$T_r=798 \text{ К}$	$T_r=811 \text{ К}$

2.1.3 Расчет процесса наполнения

Принимаем подогрев свежего заряда на впуске $\Delta T=10$ К.

Плотность заряда на впуске

$$\rho_K = \frac{p_K \cdot 10^6}{R_B T_K} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Потери давления на впуске

$$\Delta p_a = \frac{\beta^2 + \xi_{\text{вн}} w_{\text{вн}}^2 \rho_K \cdot 10^{-6}}{2}$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$\Delta p_a = 0,00056 \text{ МПа}$	$\Delta p_a = 0,00272 \text{ МПа}$	$\Delta p_a = 0,00323 \text{ МПа}$	$\Delta p_a = 0,00728 \text{ МПа}$

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$\Delta p_a = 0,00073 \text{ МПа}$	$\Delta p_a = 0,00355 \text{ МПа}$	$\Delta p_a = 0,00422 \text{ МПа}$	$\Delta p_a = 0,00951 \text{ МПа}$

где $\beta^2 + \xi_{\text{вн}} = 2,5$ и $w_{\text{вн}} = 70 \text{ м/с}$ приняты в соответствии со скоростным режимом двигателя и с учетом небольших гидравлических сопротивлений во впускной системе дизеля.

Давление в конце впуска

$$p_a = p_K - \Delta p_a$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$p_a = 0,099 \text{ МПа}$	$p_a = 0,097 \text{ МПа}$	$p_a = 0,097 \text{ МПа}$	$p_a = 0,093 \text{ МПа}$

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$p_a = 0,099 \text{ МПа}$	$p_a = 0,096 \text{ МПа}$	$p_a = 0,096 \text{ МПа}$	$p_a = 0,090 \text{ МПа}$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$\gamma_r = 0,017$	$\gamma_r = 0,018$	$\gamma_r = 0,019$	$\gamma_r = 0,020$

С учетом добавки водорода

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$\gamma_r = 0,017$	$\gamma_r = 0,018$	$\gamma_r = 0,019$	$\gamma_r = 0,021$

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = T_k \frac{p_a - p_r}{p_k + \Delta T (\epsilon - 1) p_k}$$

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$\eta_v = 1,009$	$\eta_v = 0,994$	$\eta_v = 0,990$	$\eta_v = 0,954$

С учетом добавки водорода

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$\eta_v = 1,007$	$\eta_v = 0,985$	$\eta_v = 0,980$	$\eta_v = 0,930$

Температура в конце впуска

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$$

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$T_a = 321,177$ К	$T_a = 318,761$ К	$T_a = 318,524$ К	$T_a = 316,753$ К

С учетом добавки водорода

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$T_a = 321,189$ К	$T_a = 318,867$ К	$T_a = 318,660$ К	$T_a = 317,181$ К

Удельный объем рабочего тела в конце процесса наполнения для дизеля (здесь μ_B – молярная масса воздуха)

$$V_a = 8,314 \cdot 10^{-3} \frac{T_a}{\mu_B p_a}$$

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$V_a = 0,928$ м ³ /кг	$V_a = 0,941$ м ³ /кг	$V_a = 0,945$ м ³ /кг	$V_a = 0,981$ м ³ /кг

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$V_a = 0,929 \text{ м}^3 / \text{кг}$	$V_a = 0,949 \text{ м}^3 / \text{кг}$	$V_a = 0,956 \text{ м}^3 / \text{кг}$	$V_a = 1,006 \text{ м}^3 / \text{кг}$

2.1.4 Параметры сжатия рабочего тела и начала воспламенения смеси

Значение показателя политропы сжатия находится методом последовательных приближений из уравнения

$$n_1 = 1 + \frac{8,314}{20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3} T_a (\epsilon^{n_1-1} + 1)}$$

$$n_1 = 1,370.$$

Давление, температура и удельный объем в конце сжатия

$$p_c = p_a \epsilon^{n_1}$$

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1-1}$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$p_c = 7,287 \text{ МПа}$	$p_c = 7,134 \text{ МПа}$	$p_c = 7,097 \text{ МПа}$	$p_c = 6,804 \text{ МПа}$
$T_c = 1023,279 \text{ К}$	$T_c = 1016,423 \text{ К}$	$T_c = 1015,752 \text{ К}$	$T_c = 1010,718 \text{ К}$

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$p_c = 7,274 \text{ МПа}$	$p_c = 7,073 \text{ МПа}$	$p_c = 7,024 \text{ МПа}$	$p_c = 6,640 \text{ МПа}$
$T_c = 1023,311 \text{ К}$	$T_c = 1016,721 \text{ К}$	$T_c = 1016,134 \text{ К}$	$T_c = 1011,639 \text{ К}$

Удельный объем, давление и температура рабочего тела в момент воспламенения

$$V_y = \frac{V_a}{\epsilon} \left\{ 1 + \frac{\epsilon - 1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \theta + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \right) \right] \right\}$$

$$p_y = \left(\frac{V_a}{V_y} \right)^{\frac{1}{n_1}} p_a$$

$$T_y = \left(\frac{V_a}{V_y} \right)^{\frac{1}{n_1} - 1} T_a$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$V_y = 0,111 \text{ м}^3 / \text{кг}$	$V_y = 0,113 \text{ м}^3 / \text{кг}$	$V_y = 0,113 \text{ м}^3 / \text{кг}$	$V_y = 0,118 \text{ м}^3 / \text{кг}$
$P_y = 1,814 \text{ МПа}$	$P_y = 1,776 \text{ МПа}$	$P_y = 1,767 \text{ МПа}$	$P_y = 1,694 \text{ МПа}$
$T_y = 703,186 \text{ К}$	$T_y = 698,288 \text{ К}$	$T_y = 697,808 \text{ К}$	$T_y = 694,213 \text{ К}$

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$V_y = 0,111 \text{ м}^3 / \text{кг}$	$V_y = 0,114 \text{ м}^3 / \text{кг}$	$V_y = 0,115 \text{ м}^3 / \text{кг}$	$V_y = 0,121 \text{ м}^3 / \text{кг}$
$P_y = 1,811 \text{ МПа}$	$P_y = 1,761 \text{ МПа}$	$P_y = 1,749 \text{ МПа}$	$P_y = 1,653 \text{ МПа}$
$T_y = 703,210 \text{ К}$	$T_y = 698,502 \text{ К}$	$T_y = 698,082 \text{ К}$	$T_y = 694,873 \text{ К}$

2.1.5 Термодинамический расчет

Коэффициент эффективности сгорания топлива принимается $\xi = 0,88$.

Общая удельная теплота сгорания топлива для дизелей

$$q_z = \frac{\xi H_u}{\gamma_r (d_0 + 1)}$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$q_z = 1747,440$	$q_z = 1746,093$	$q_z = 1745,423$	$q_z = 1743,310$
$\text{кДж} / \text{кг}$	$\text{кДж} / \text{кг}$	$\text{кДж} / \text{кг}$	$\text{кДж} / \text{кг}$

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$q_z = 1761,670$	$q_z = 1760,159$	$q_z = 1759,461$	$q_z = 1756,059$
$\text{кДж} / \text{кг}$	$\text{кДж} / \text{кг}$	$\text{кДж} / \text{кг}$	$\text{кДж} / \text{кг}$

Давление газов в процессе сгорания

$$p_2 = \frac{E_2 \Delta X_{1-2} + p_1 \left[K_{1-2} \psi \left(\frac{\phi_1}{\phi_2} \right)^{\gamma} - \psi \left(\frac{\phi_2}{\phi_1} \right)^{\gamma} \right]}{K_{1-2} \psi \left(\frac{\phi_2}{\phi_1} \right)^{\gamma} - \psi \left(\frac{\phi_1}{\phi_2} \right)^{\gamma}}$$

$$E_2 = 0,002 \frac{\varepsilon}{V_a} q_z.$$

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$E_2 = 86,658 \text{ МПа}$	$E_2 = 85,353 \text{ МПа}$	$E_2 = 84,930 \text{ МПа}$	$E_2 = 81,735 \text{ МПа}$

С учетом добавки водорода

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$E_2 = 87,209 \text{ МПа}$	$E_2 = 85,276 \text{ МПа}$	$E_2 = 84,700 \text{ МПа}$	$E_2 = 80,269 \text{ МПа}$

$$\Delta X_{1-2} = \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_2} \right)^{m+1} \right] - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_1} \right)^{m+1} \right] - \text{доля топлива, сгоревшего на}$$

рассматриваемом участке 1 – 2;

φ_1, φ_2 - углы поворота коленчатого вала, соответственно в начале и в конце рассматриваемого участка;

φ_1, φ_2 - углы поворота коленчатого вала, отсчитываемые от момента воспламенения соответственно до начала или до конца рассматриваемого участка;

p_1 – давление в начальной точке рассматриваемого участка, МПа;

$K_{1-2} = \left(\epsilon_{1-2} + 1 \right) \left(\epsilon_{1-2} - 1 \right)$ – фактор теплоемкостей;

$k_{1-2} = 1,259 + 76,7 / T_{1-2} - 0,005 + 0,0375 / \alpha \bar{x}_{1-2}$ – отношение средних теплоемкостей рабочего тела на участке 1 – 2 для дизельного топлива;

$x_{1-2} = \frac{1}{2} \left[\exp \left[-6,908 \left(\varphi_1 / \varphi_2 \right)^{m+1} \right] - \exp \left[-6,908 \left(\varphi_2 / \varphi_1 \right)^{m+1} \right] \right]$ – среднее значение

доли топлива сгоревшего на участке 1 – 2;

$T_{1-2} = \left(T_1 + T_2 \right) / 2$ – средняя температура на участке 1 – 2.

$$\psi \left(\varphi \right) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma$$

$$\sigma = \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right)$$

$$T_2 = \frac{T_y \cdot p_2 \psi_{\phi_2}}{p_y \psi_{\phi_y} \mu_{1-2}} - \text{температура газов в процессе сгорания};$$

$\mu_{1-2} = \sqrt{\mu_1 + \mu_2}$ - средний на рассматриваемом участке коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси;

$$\mu_1 = 1 + \frac{(\mu_{0\max} - 1) \exp \left[-6,908 \left(\phi_1 / \phi_z \right)^{m+1} \right]}{1 + \gamma_r}$$

$$\mu_2 = 1 + \frac{(\mu_{0\max} - 1) \exp \left[-6,908 \left(\phi_2 / \phi_z \right)^{m+1} \right]}{1 + \gamma_r}$$

$\mu_{0\max} = 1,065$ – расчетный коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

Результаты термического расчета приведены в Приложении А таблица А1.

2.1.6 Расчет процесса расширения

Степень последующего расширения

$$\delta = V_a / V_z = 0.981 / 0.128 = 7.665$$

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$\delta = 7,603$	$\delta = 7,651$	$\delta = 7,624$	$\delta = 7,665$

С учетом добавки водорода

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$\delta = 7,617$	$\delta = 7,719$	$\delta = 7,706$	$\delta = 7,667$

здесь V_z – текущее значение объема рабочего тела, соответствующее давлению p_z в конце сгорания.

Средний показатель политропы расширения находится методом последовательных приближений из уравнения

$$n_2 = 1 + \frac{8,314}{23,7 + 0,0046 T_z \left(+1 / \delta^{n_2-1} \right)}$$

$$n_2 = 1,223.$$

Параметры в конце процесса расширения как политропного процесса

$$p_b = p_z / \delta^{n_2},$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2-1}$$

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$p_b = 0,395 \text{ МПа}$	$p_b = 0,386 \text{ МПа}$	$p_b = 0,386 \text{ МПа}$	$p_b = 0,369 \text{ МПа}$
$T_b = 1220,587 \text{ К}$	$T_b = 1215,799 \text{ К}$	$T_b = 1216,064 \text{ К}$	$T_b = 1211,687 \text{ К}$

С учетом добавки водорода

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$p_b = 0,394 \text{ МПа}$	$p_b = 0,382 \text{ МПа}$	$p_b = 0,381 \text{ МПа}$	$p_b = 0,361 \text{ МПа}$
$T_b = 1220,076 \text{ К}$	$T_b = 1213,226 \text{ К}$	$T_b = 1212,975 \text{ К}$	$T_b = 1188,684 \text{ К}$

где p_z и T_z – давление и температура в конце сгорания (значения выбирается из таблицы А1.)

Текущие значения удельного объема, давления и температуры газов от конца процесса сгорания до 540 град. п.к.в. находятся из соотношений

$$V_{p.m.} = \frac{V_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \varphi_{p.m.} + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_{p.m.}} \right) \right] \right\}.$$

(фр.т. – текущее значение угла поворота коленчатого вала)

$$p_{p.m.} = p_b \left(V_a / V_{p.m.} \right)^{n_2};$$

$$T_{p.m.} = T_b \left(V_a / V_{p.m.} \right)^{n_2-1}.$$

Для оценки правильности выбора значения температуры отработавших газов произведем проверку

$$T_r = T_b / \sqrt[3]{p_b / p_r};$$

$$\% = \frac{821,259 - 821}{821,259} \cdot 100 = 0,032\% \text{ что допустимо.}$$

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$T_r = 783,142 \text{ К}$	$T_r = 794,645 \text{ К}$	$T_r = 796,831 \text{ К}$	$T_r = 821,259 \text{ К}$

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$T_r = 783,385 \text{ K}$	$T_r = 795,889 \text{ K}$	$T_r = 798,329 \text{ K}$	$T_r = 811,938 \text{ K}$

По результатам расчета построены индикаторные диаграммы

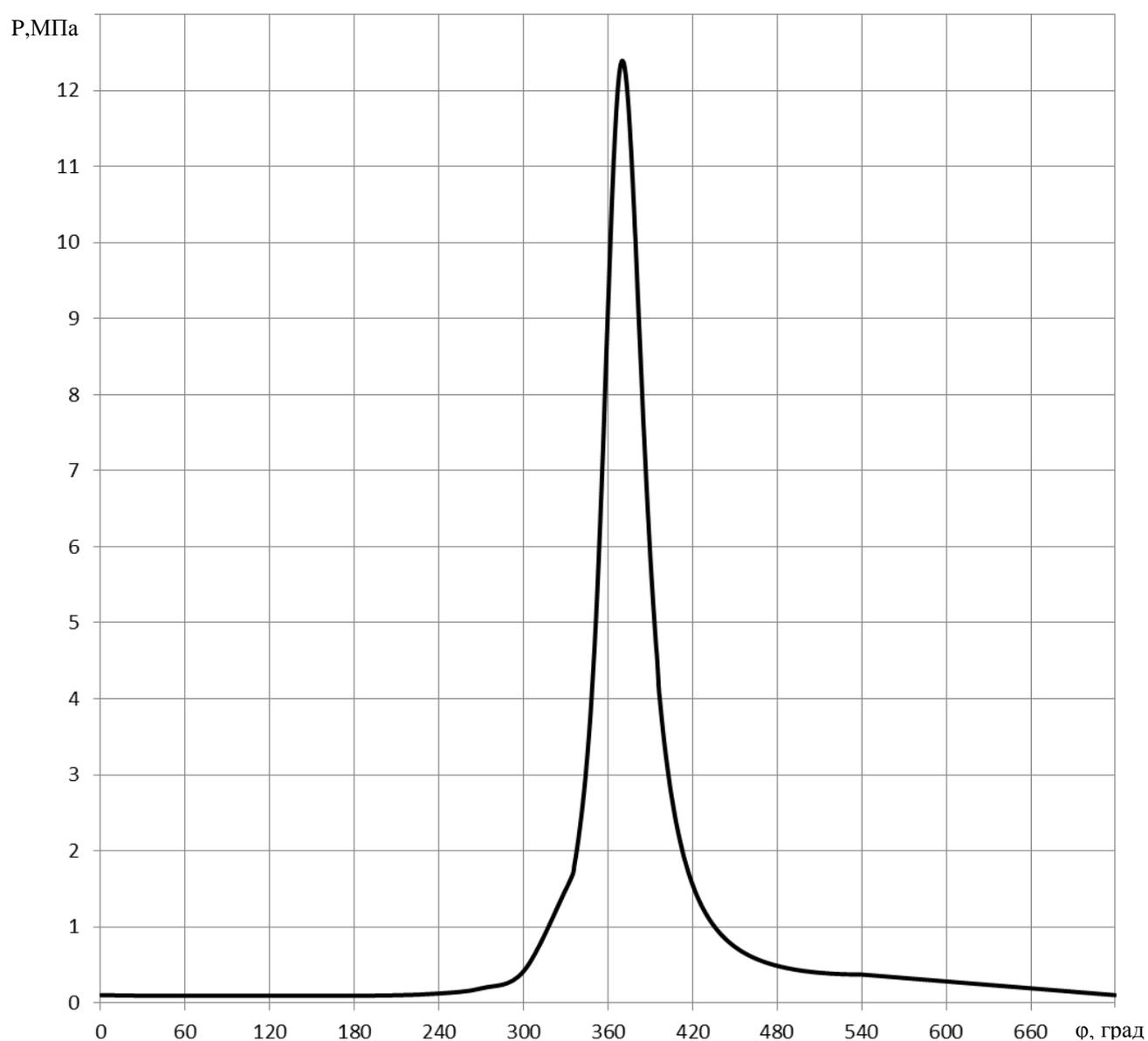


Рисунок 2.1- Индикаторная диаграмма рабочего цикла дизеля в (p-φ) - координатах

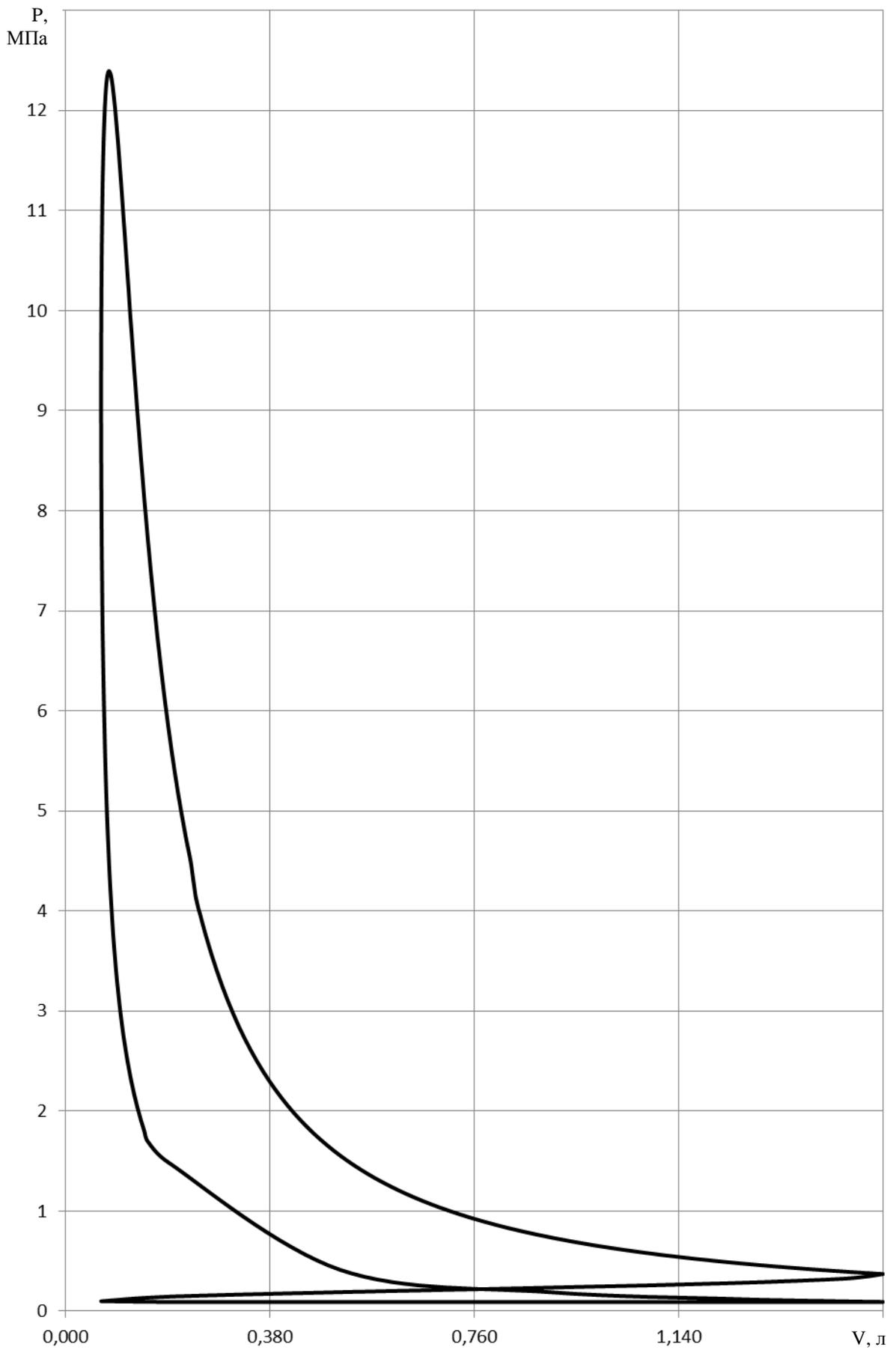


Рисунок 2.2- Индикаторная диаграмма рабочего цикла дизеля в [P-V] - координатах.

2.1.7 Индикаторные показатели

Теоретическая индикаторная работа цикла

$$L_{iT} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p dV$$

здесь φ_1, φ_2 – пределы интегрирования по углу поворота коленчатого вала, соответствующие закрытию впускного клапана и открытию выпускного клапана

$$L_{iT} = \sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{p_1 + p_2}{2} \right) (V_2 - V_1) \right] \text{ - по методу трапеций,}$$

здесь $\frac{p_1 + p_2}{2}$ - среднее значение давления на i - том участке

$V_2 - V_1$ - значение изменения объема на i – том участке

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$L_{iT}=1,155$ кДж	$L_{iT} = 1,112$ кДж	$L_{iT} = 1,103$ кДж	$L_{iT} = 1,040$ кДж

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$L_{iT} = 1,154$ кДж	$L_{iT} = 1,111$ кДж	$L_{iT} = 1,102$ кДж	$L_{iT} = 1,023$ кДж

Расчетное среднее индикаторное давление

$$p_{iT} = \varepsilon / (\varepsilon - 1) L_{iT} / V_a$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$p_{iT}=1,030 \text{ МПа}$	$p_{iT}=0,992 \text{ МПа}$	$p_{iT}=0,984 \text{ МПа}$	$p_{iT}=0,914 \text{ МПа}$

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$p_{iT}=1,033 \text{ МПа}$	$p_{iT}=0,994 \text{ МПа}$	$p_{iT}=0,986 \text{ МПа}$	$p_{iT}=0,916 \text{ МПа}$

Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = 8,314 \frac{M_1 p_i T_K}{p_K \eta_V H_u}$$

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$\eta_i=0,439$	$\eta_i=0,428$	$\eta_i=0,427$	$\eta_i=0,412$

С учетом добавки водорода

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$\eta_i=0,439$	$\eta_i=0,429$	$\eta_i=0,427$	$\eta_i=0,412$

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i H_u} 10^3$$

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$g_i=193,374$	$g_i=198,024$	$g_i=198,761$	$g_i=205,966$
<i>г / кВт · ч</i>			

С учетом добавки водорода

n=1250 мин ⁻¹	n=2750 мин ⁻¹	n=3000 мин ⁻¹	n=4500 мин ⁻¹
$g_i=166,427$	$g_i=170,245$	$g_i=170,911$	$g_i=177,208$
<i>г / кВт · ч</i>			

2.1.8 Эффективные показатели

Давление механических потерь

$$p_M = 0,103 + 0,0118c_{II}$$

c_{II} – средняя скорость поршня;

$$c_{II} = Sn/30 \quad (S = 0,080 \text{ м – ход поршня});$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$c_{II}=3,333 \text{ м/с}$	$c_{II}=7,333 \text{ м/с}$	$c_{II}=8,000 \text{ м/с}$	$c_{II}=12,000 \text{ м/с}$
$P_M=0,128$	$P_M=0,176$	$P_M=0,183$	$P_M=0,231$

Среднее эффективное давление

$$P_e = P_i - P_M \cdot$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$P_e=0,902 \text{ МПа}$	$P_e=0,816 \text{ МПа}$	$P_e=0,800 \text{ МПа}$	$P_e=0,684 \text{ МПа}$

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$P_e=0,904 \text{ МПа}$	$P_e=0,818 \text{ МПа}$	$P_e=0,818 \text{ МПа}$	$P_e=0,685 \text{ МПа}$

Механический КПД

$$\eta_M = P_e / P_i \cdot$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$\eta_M=0,875$	$\eta_M=0,823$	$\eta_M=0,814$	$\eta_M=0,748$

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$\eta_M=0,876$	$\eta_M=0,823$	$\eta_M=0,814$	$\eta_M=0,748$

Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \eta_M \cdot$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$\eta_e=0,384$	$\eta_e=0,353$	$\eta_e=0,347$	$\eta_e=0,308$

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$\eta_e=0,384$	$\eta_e=0,353$	$\eta_e=0,348$	$\eta_e=0,308$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = g_i / \eta_M.$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$g_e=220,894$	$g_e=240,615$	$g_e=244,303$	$g_e=275,416$
$г/кВт\cdotч$	$г/кВт\cdotч$	$г/кВт\cdotч$	$г/кВт\cdotч$

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$g_e=189,433$	$g_e=206,945$	$g_e=209,742$	$g_e=236,955$
$г/кВт\cdotч$	$г/кВт\cdotч$	$г/кВт\cdotч$	$г/кВт\cdotч$

Эффективная мощность

$$N_e = \frac{p_e i V_h n}{30\tau}.$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$N_e=14,278 \text{ кВт}$	$N_e=28,428 \text{ кВт}$	$N_e=30,415 \text{ кВт}$	$N_e=38,982 \text{ кВт}$

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$N_e=14,371 \text{ кВт}$	$N_e=28,505 \text{ кВт}$	$N_e=30,559 \text{ кВт}$	$N_e=39,258 \text{ кВт}$

Часовой расход топлива

$$G_T = 10^{-3} N_e g_e.$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$G_T=3,154 \text{ кг/ч}$	$G_T=6,840 \text{ кг/ч}$	$G_T=7,431 \text{ кг/ч}$	$G_T=10,736 \text{ кг/ч}$

С учетом добавки водорода

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$G_T=2,718 \text{ кг/ч}$	$G_T=5,892 \text{ кг/ч}$	$G_T=6,403 \text{ кг/ч}$	$G_T=9,257 \text{ кг/ч}$

2.1.9 Тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом

$$Q_o = H_u \cdot G_t$$

или

$$Q_o = Q_e + Q_B + Q_r + Q_{ocm} \text{ (Дж/с);}$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за один час

$$Q_e = 3600 \cdot N_e \text{ (Дж/с);}$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде

$$Q_B = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u) \cdot H_u \text{ (Дж/с);}$$

Теплота, унесенная с отработавшими газами

$$Q_r = G_m / 3,6 \cdot M_2 \cdot [c_{vr} \cdot t_r + 8,315 \cdot t_r] - M_1 \cdot [c_v \cdot t_k + 8,315 \cdot t_k] \text{ (Дж/с);}$$

Неучтённые потери теплоты $Q_{ocm} = Q_o - Q_e + Q_B + Q_r$ (Дж/с).

Общая подведенная теплота - $Q_{об} = H_{u_o} \cdot G_o + H_{u_{H_2}} \cdot G_{H_2}$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$Q_{об} = 151,43 \text{ кДж/ч}$	$Q_{об} = 309,65 \text{ кДж/ч}$	$Q_{об} = 332,94 \text{ кДж/ч}$	$Q_{об} = 463,02 \text{ кДж/ч}$

Значения относительных величин внешнего теплового баланса приведены в Приложении А таблица А2.

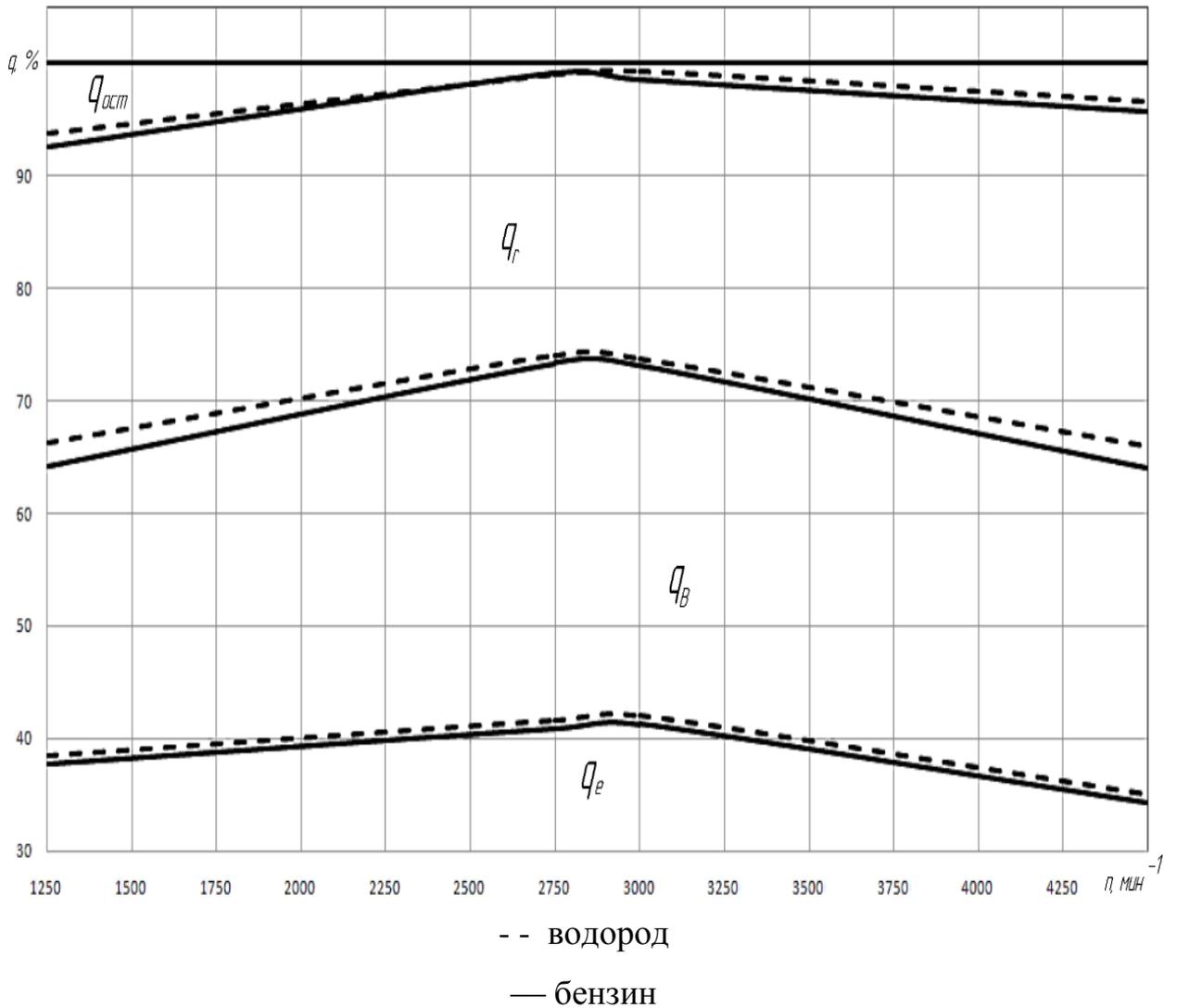


Рисунок 2.3 – Тепловой баланс

2.1.10 Внешняя скоростная характеристика двигателя

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[0.6 + 1.4 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right].$$

В формулах принято: N_e и n_N - номинальная эффективная мощность и частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности, соответственно; N_{ex} и n_x - эффективная мощность и частота вращения коленчатого вала соответственно в искомой точке скоростной характеристики двигателя.

По рассчитанным точкам в масштабе M_N строят кривую эффективной мощности.

Точки кривой эффективного крутящего момента (Н·м) определяют по формуле

$$M_{ex} = 3 \cdot 10^4 N_{ex} / n_x$$

Кривая крутящего момента, построенная в масштабе M_M , выражает также изменение среднего эффективного давления $3 \cdot 10^4$, но в масштабе M_p (МПа/мм):

$$p_{ex} = N_{ex} 30\tau / V_l n_x$$

Точки кривой среднего индикаторного давления находят по формуле

$$P_{ix} = P_{ex} + P_{ix}$$

Удельный эффективный расход топлива, g_e , г/(кВт·ч), в искомой точке скоростной характеристики:

$$g_{ex} = g_{eN} \left[1,55 - 1,55 n_x / n_N + (n_x / n_N)^2 \right];$$

где g_{eN} - удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности, г/(кВт·ч).

Часовой расход топлива, кг/ч

$$G_{mx} = g_{ex} N_{ex} \cdot 10^{-3}$$

Коэффициента наполнения

$$\eta_{vx} = p_{ex} l_0 a g_{ex} / (3600 \rho_k)$$

Результаты внешней скоростной характеристики приведены в Приложении А таблица 2.3.

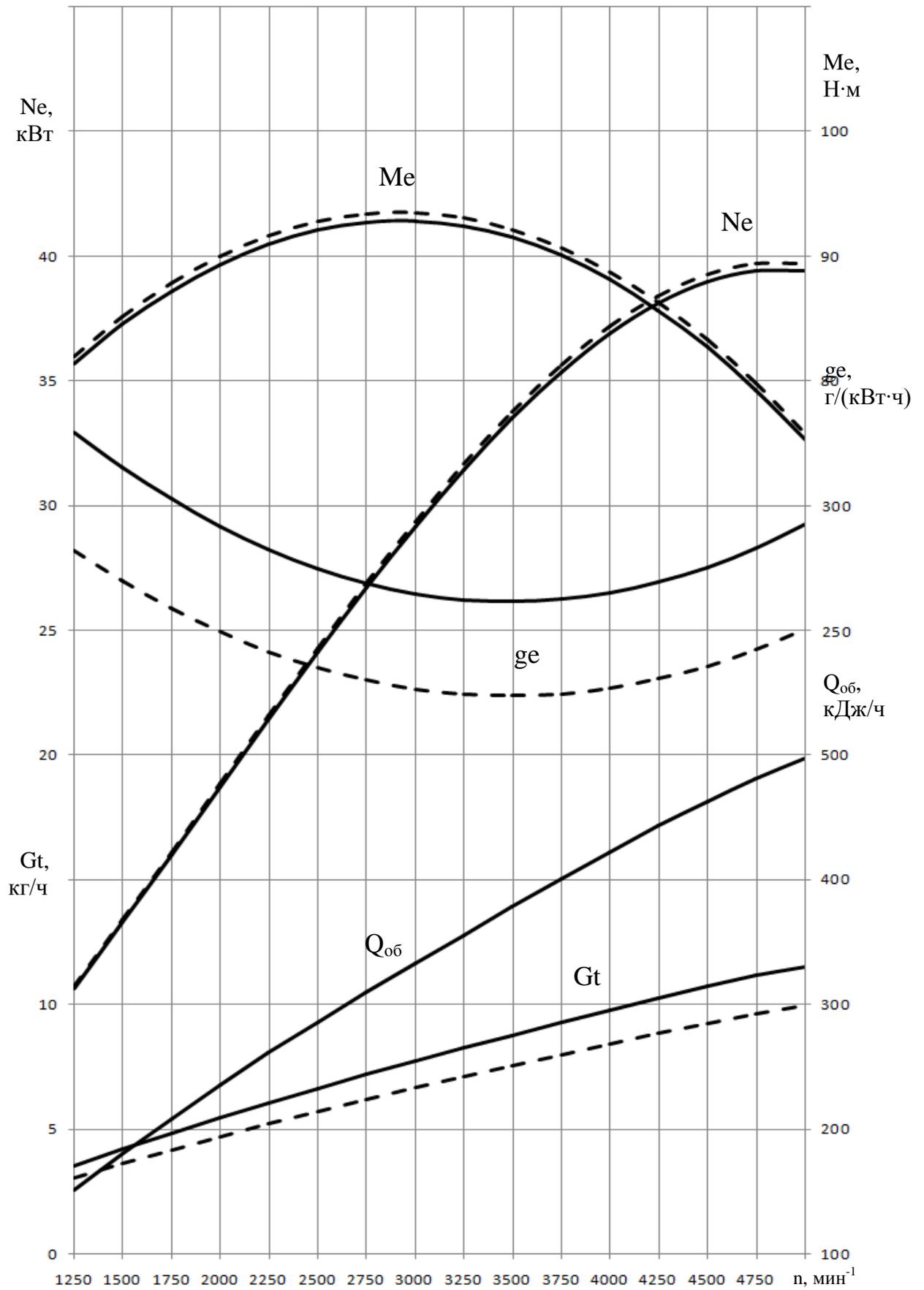


Рисунок 2.3 - Внешняя скоростная характеристика дизеля

2.2 Кинематический расчет

Принимаем, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью ω (в действительности за счет постоянно изменяющихся газовых нагрузок на поршень и деформации коленчатого вала $\omega \neq \text{const}$). Это допущение позволяет рассматривать все кинематические величины в виде функциональной зависимости от угла поворота коленчатого вала φ , который при $\omega = \text{const}$ пропорционален времени.

Перемещение поршня

Перемещение поршня в зависимости от угла поворота кривошипа для двигателя с центральным кривошипно-шатунным механизмом

$$S_x = R \left[-\cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (-\cos 2\varphi) \right]$$

Расчет S_x производится аналитически, через каждые 10° угла поворота коленчатого вала до 360° , а полученные данные заносятся в таблицу, и строят график $S_x(\varphi)$

Скорость поршня

$$v_n = \frac{ds}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{ds}{d\varphi} = \omega R \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right),$$

где угловая скорость вращения коленчатого вала, $\omega = \pi \cdot n / 30$.

Расчет v_n производится аналитически, через каждые 10° угла поворота коленчатого вала до 360° , а полученные данные заносятся в таблицу, и строится график $v_n(\varphi)$.

Ускорение поршня

$$j = \frac{dv_n}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{dv_n}{d\varphi} = \omega^2 R \left(\cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \cos 2\varphi \right)$$

Расчет j производится аналитически, через каждые 10° угла поворота коленчатого вала в интервале $\varphi = 0 \div 360^\circ$, а полученные данные заносятся в таблицу, и строится график $j(\varphi)$.

Таблица 2.4 – Результаты кинематического расчета

φ	Sx	vp	jp	φ	Sx	vp	jp
0	0,000	0,000	11495,167	190	79,570	-2,325	-6292,699
10	0,785	4,221	11202,664	200	78,276	-4,665	-6345,621
20	3,100	8,229	10348,261	210	76,112	-7,024	-6386,313
30	6,830	11,825	8998,851	220	73,072	-9,386	-6350,826
40	11,789	14,846	7258,151	230	69,163	-11,710	-6163,306
50	17,740	17,169	5255,981	240	64,412	-13,924	-5747,583
60	24,412	18,725	3135,046	250	58,875	-15,931	-5039,358
70	31,513	19,495	1036,718	260	52,651	-17,615	-3997,435
80	38,759	19,511	-912,530	270	45,882	-18,850	-2612,538
90	45,882	18,850	-2612,538	280	38,759	-19,511	-912,530
100	52,651	17,615	-3997,435	290	31,513	-19,495	1036,718
110	58,875	15,931	-5039,358	300	24,412	-18,725	3135,046
120	64,412	13,924	-5747,583	310	17,740	-17,169	5255,981
130	69,163	11,710	-6163,30	320	11,789	-14,846	7258,151
140	73,072	9,386	-6350,826	330	6,830	-11,825	8998,851
150	76,112	7,024	-6386,313	340	3,100	-8,229	10348,261
160	78,276	4,665	-6345,621	350	0,785	-4,221	11202,664
170	79,570	2,325	-6292,699	360	0,000	0,000	11495,167
180	80,000	0,000	-6270,091				

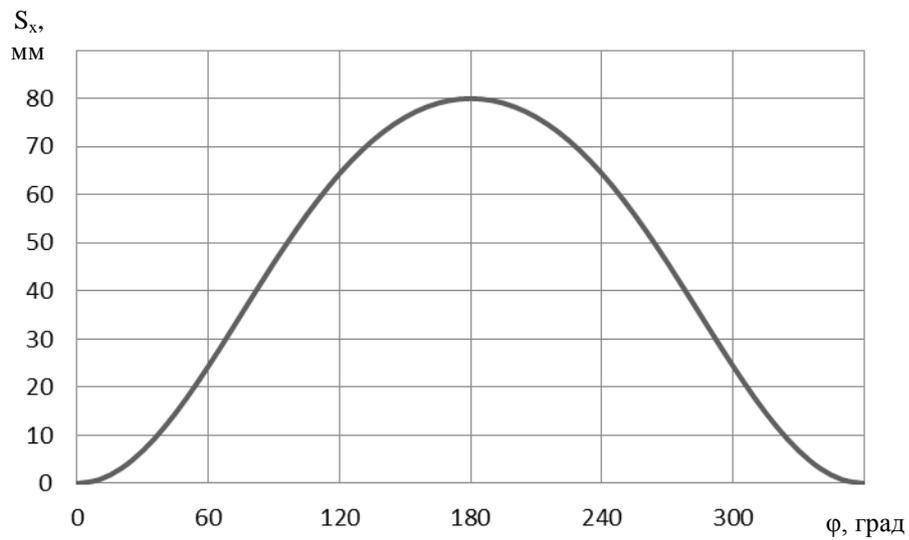


Рисунок 2.5 – Перемещение поршня

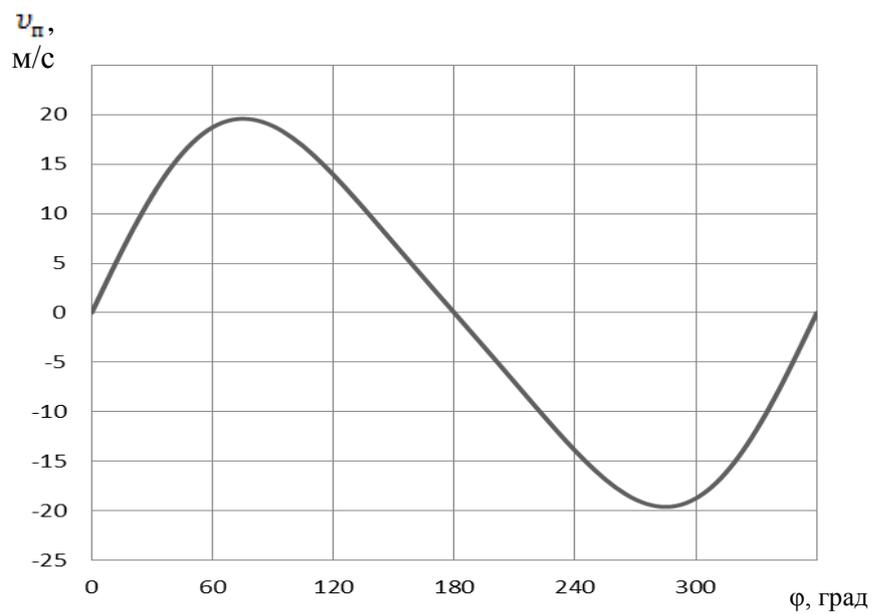


Рисунок 2.6 – Скорость поршня

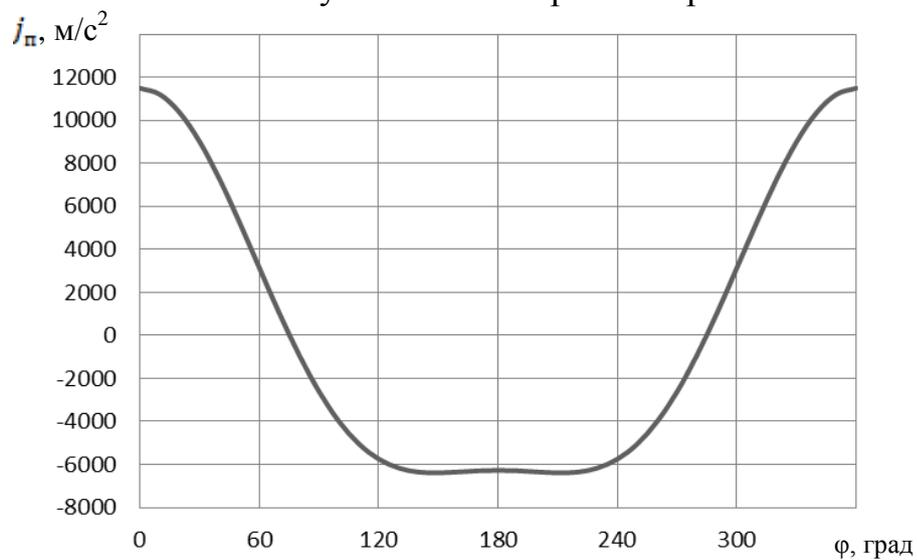


Рисунок 2.7 – Ускорение поршня

2.3 Динамический расчет

Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма

Масса поршневой группы (принято $m'_п = 150 \text{ кг/м}^2$):

$$m_{п} = m'_п \cdot F_{п} = 150 \cdot 0,00454 = 0,681 \text{ кг}$$

Масса шатуна (принято $m'_ш = 250 \text{ кг/м}^2$):

$$m_{ш} = m'_ш \cdot F_{п} = 250 \cdot 0,00454 = 1,134 \text{ кг}$$

Масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов:

$$m_{к} = m'_{шш} \cdot F_{п} = 150 \cdot 0,00454 = 0,681 \text{ кг}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{ш.п} = 0,275 \cdot m_{ш} = 0,275 \cdot 1,134 = 0,311 \text{ кг}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_{ш.к} = 0,725 \cdot m_{ш} = 0,725 \cdot 1,134 = 0,822 \text{ кг}$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{п} + m_{ш.п} = 0,681 + 0,311 = 0,992 \text{ кг}$$

Массы, совершающие вращательное движение:

$$m_R = m_{к} + m_{ш.к} = 0,681 + 0,822 = 1,503 \text{ кг}$$

Удельная сила инерции возвратно-поступательных движущихся масс:

$$p_j = -\frac{j \cdot m_j}{F_{п}} = -\frac{j \cdot 0,992}{0,00454} = -j \cdot 218,5 \text{ МПа}$$

Где j принимается из кинематического расчета

Центробежная сила инерции вращающихся масс:

$$K_R = -m_R \cdot R\omega^2 = -1,503 \cdot 0,04 \cdot 471,238^2 = -13,348$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{Rш} = -m_{ш.к} \cdot R\omega^2 = -0,822 \cdot 0,04 \cdot 471,238^2 = -7,304 \text{ кН}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{Rк} = -m_{к} \cdot R\omega^2 = -0,681 \cdot 0,04 \cdot 471,238^2 = -6,044$$

Удельная сила (МПа), сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$p = \Delta p_r + p_j$$

Удельная нормальная сила (МПа):

$$p_N = p \tan \beta$$

Удельная сила (МПа), действующая вдоль шатуна:

$$p_s = p(\cos \beta)$$

Удельная сила (МПа), действующая по радиусу кривошипа:

$$p_k = p \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

Удельная тангенциальная сила (МПа):

$$p_T = p \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

Тангенциальные силы (кН):

$$T = p_T \cdot F_{II} = p_T \cdot 0,00454$$

Результаты динамического расчета приведены в Приложении А таблица 2.5.

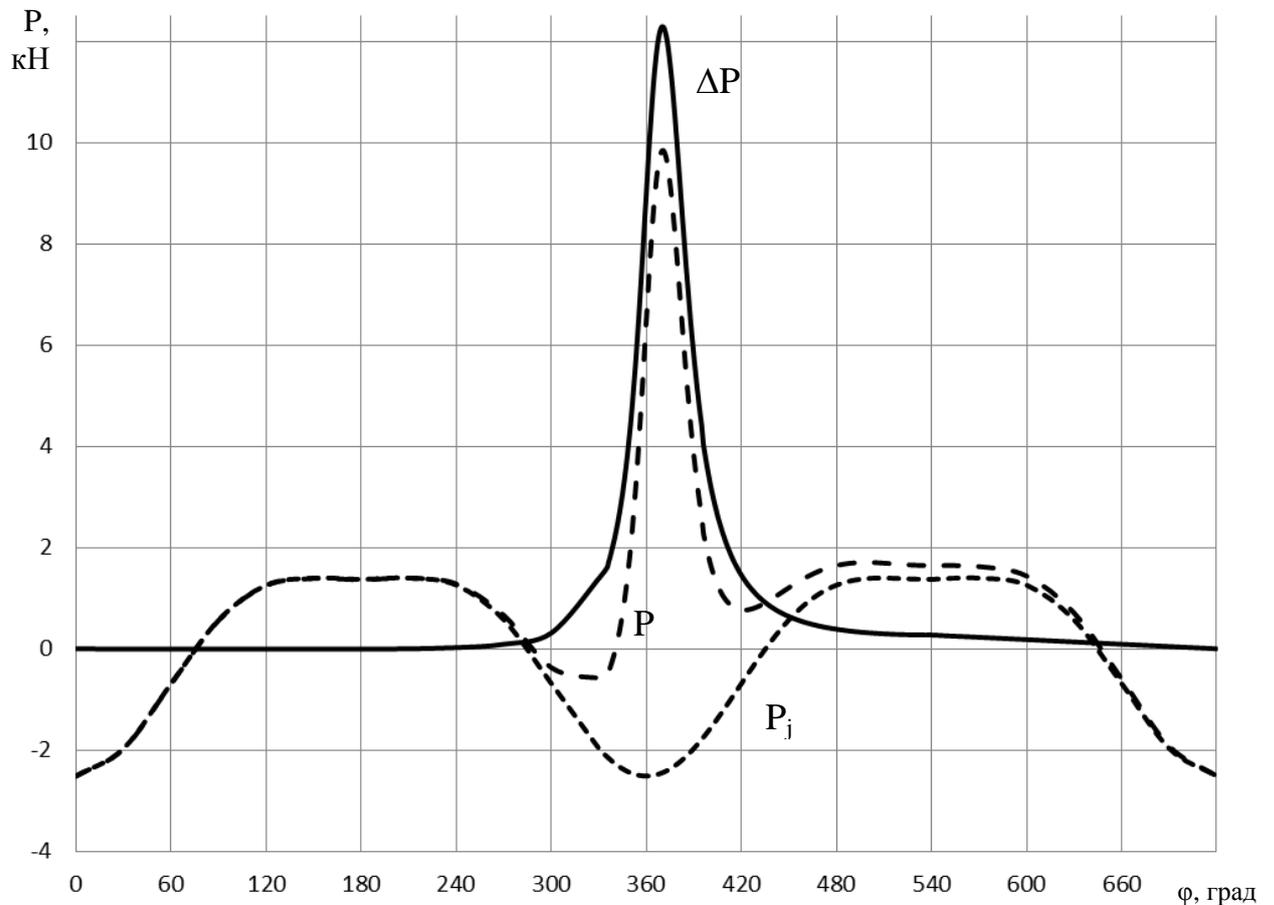


Рисунок 2.8 – Построение сил ΔP , P_j , P

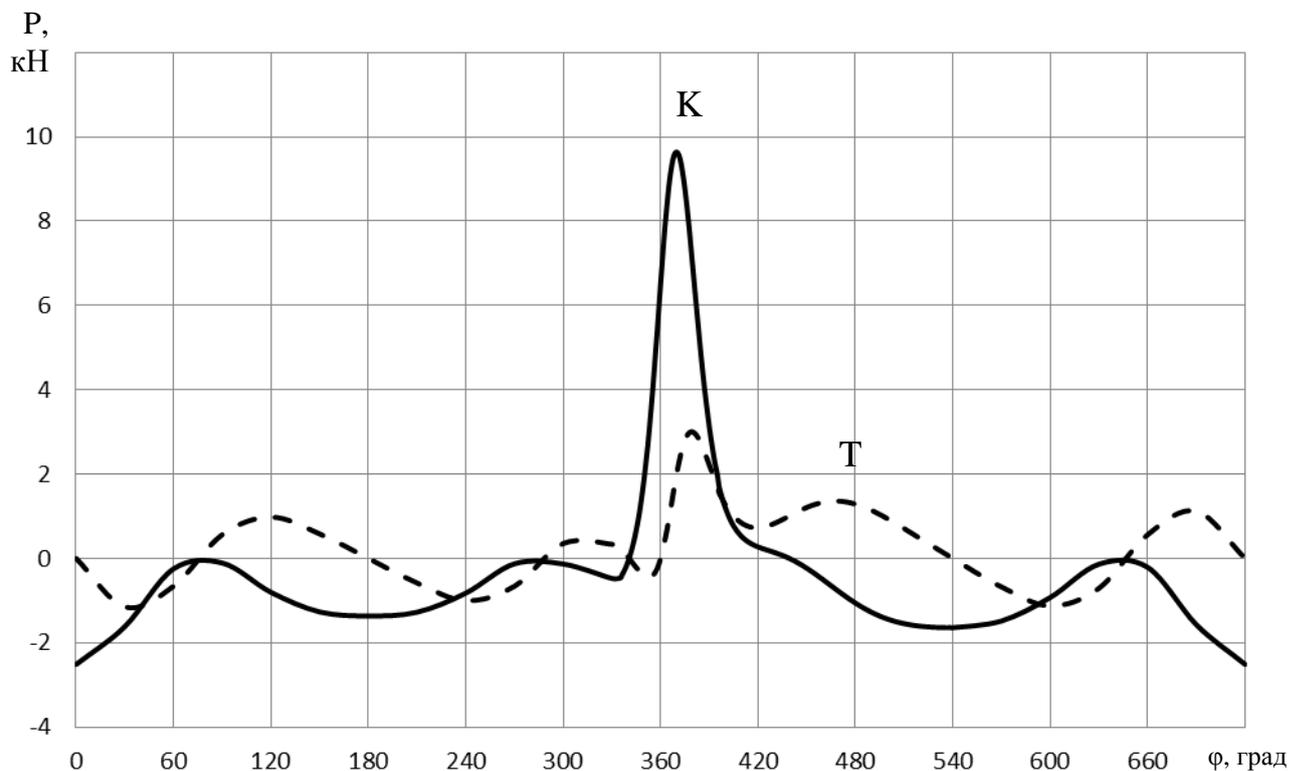


Рисунок 2.9 - Построение сил К, Т

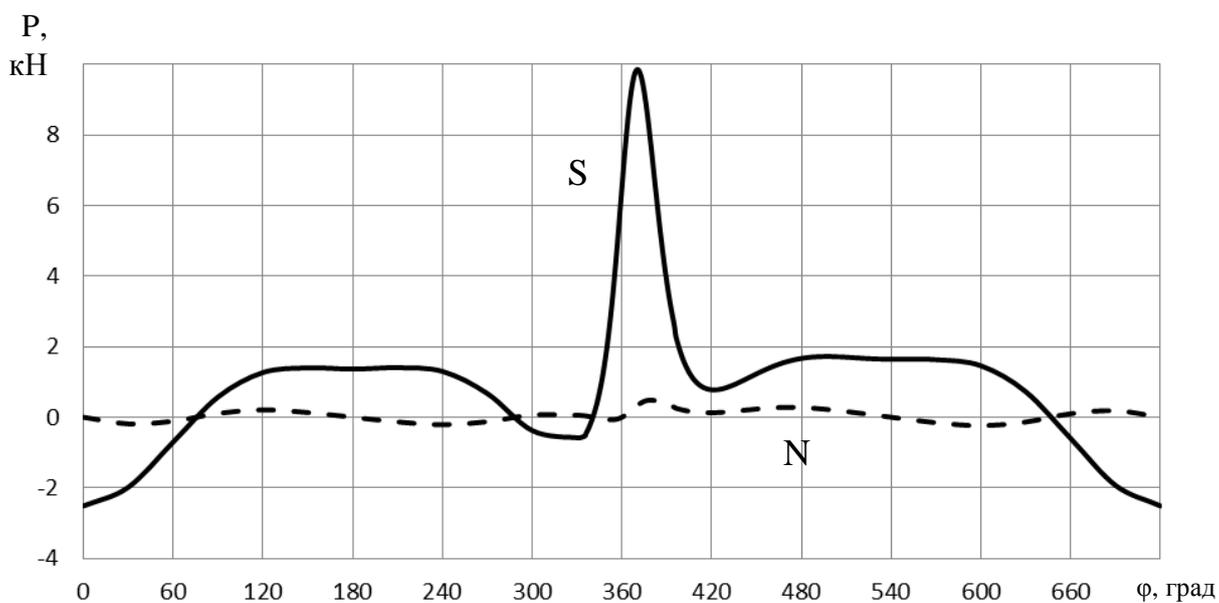


Рисунок 2.10 - Построение сил S, N

2.4 Расчет поршня

Исходные данные для расчета поршня: диаметр цилиндра $D=76\text{мм}$, ход поршня $S=80\text{мм}$, максимальное давление сгорания $p_z=12,2\text{ Мпа}$ при $n_N=4500\text{ мин}^{-1}$, площадь поршня $45,3\text{ см}^2$, наибольшая нормальная сила $N_{\text{max}}=0,00697\text{ МН}$, масса поршневой группы $2,94\text{ кг}$, частота вращения $n_{\text{н.х. max}}=5000\text{ мин}^{-1}$,

$\lambda=0,295$, высота поршня $H=76\text{мм}$, высота юбки поршня $h_{\text{ю}}=46,8\text{мм}$, радиальную толщину кольца $t=3,1\text{мм}$, радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t=0,7\text{мм}$, толщину стенки головки поршня $s=3,88\text{мм}$, толщину верхней кольцевой перемычки $h_{\text{п}}=5,46\text{мм}$, число и диаметр масляных каналов в поршне $n'_M=10$ и $d_M=2\text{мм}$. Материал поршня – алюминиевый сплав, $\alpha_n = 22 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$; материал гильзы цилиндра – серый чугун, $\alpha_n = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$.

Напряжение сжатия в сечении x-x:

Площадь сечения x-x

$$F_{x-x} = \left(\frac{\pi}{4} \right) (d_x^2 - d_i^2) \cdot n'_M F' = \left[\left(\frac{3,14}{4} \right) (0,08^2 - 0,084^2) \cdot 10 \cdot 20 \right] \cdot 10^{-6} = 0,0034 \text{ м}^2,$$

где $d_x = D - 2(t + \Delta t) = 76 - 2(3,1 + 0,7) = 68\text{мм}$;

$$d_i = D - 2(s + t + \Delta t) = 76 - 2(3,88 + 3,1 + 0,7) = 60,64\text{мм};$$

$$F = d_M (d_x - d_i) / 2 = 2(68 - 60,64) / 2 = 7,36\text{мм}^2;$$

Максимальная сжимающая сила

$$P_{r \text{ max}} = p_z F_n = 12,1 \cdot 45,3 \cdot 10^{-4} = 5,489 \text{ МН};$$

Напряжение сжатия

$$\sigma_{\text{сж}} = P_{r \text{ max}} / F_{x-x} = 5,489 / 0,0034 = 1614,4 \text{ МПа}$$

Напряжение разрыва в сечении x-x:

максимальная угловая скорость холостого хода

$$\omega_{x-x \text{ max}} = \pi n_{x-x \text{ max}} / 30 = 3,14 \cdot 4500 / 30 = 471 \text{ рад/с};$$

Масса головки поршня с кольцами, расположенными выше сечения x-x:

$$m_{x-x} = 0,6 m_n = 0,6 \cdot 2,94 = 1,764 \text{ кг};$$

Максимальная разрывная сила

$$P_j = m_{x-x} R \omega_{x-x \text{ max}}^2 (1 + \lambda) = 1,764 \cdot 0,038 \cdot 471^2 \cdot (1 + 0,295) = 0,0886 \text{ МН};$$

Напряжение разрыва

$$\sigma_p = P_j / F_{x-x} = 0,0886 / 0,0034 = 26058,8 \text{ МПа}$$

Напряжения в верхней кольцевой перемычке

среза

$$\tau = 0,0314 p_z D / h_n = 0,0314 \cdot 12,2 \cdot 76 / 5,46 = 5,3 \text{ МПа};$$

изгиба

$$\sigma_{из} = 0,0045 p_z (D/h_n)^2 = 0,0045 \cdot 12,2(76/5,46)^2 = 10,5 \text{ МПа};$$

сложное

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{10,5^2 + 4 \cdot 5,3^2} = 14,9 \text{ МПа}.$$

Удельные давления поршня на стенку цилиндра:

$$q_1 = N_{\max} / (h_{ю} D) = 0,00697 / (0,046 \cdot 0,076) = 0,195 \text{ МПа};$$

$$q_2 = N_{\max} / (h_{\tau} D) = 0,00697 / (0,076 \cdot 0,076) = 0,120 \text{ МПа}.$$

Гарантированная подвижность поршня в цилиндре достигается за счет установления оптимальных диаметральных зазоров между цилиндром и поршнем при различных тепловых нагрузках, возникающих в процессе работы дизеля.

Диаметры головки и юбки поршня:

$$D_{\tau} = D - \Delta_{\tau} = 76 - 0,456 = 75,544 \text{ мм};$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 76 - 0,152 = 75,848 \text{ мм},$$

где $\Delta_{\tau} = 0,006 D = 0,006 \cdot 76 = 0,456 \text{ мм}$; $\Delta_{ю} = 0,002 D = 0,002 \cdot 76 = 0,152 \text{ мм}$.

Диаметральные зазоры в горячем состоянии:

$$\begin{aligned} \Delta'_{\tau} &= D \left[+\alpha_n (T_n - T_0) \right] - D_{\tau} \left[+\alpha_n (T_{\tau} + T_0) \right] \\ &= 76 \cdot \left[+11 \cdot 10^{-6} (388 - 293) \right] - 75,544 \cdot \left[+22 \cdot 10^{-6} (493 - 293) \right] = 0,203 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta'_{ю} &= D \left[+\alpha_n (T_n - T_0) \right] - D_{ю} \left[+\alpha_n (T_{ю} - T_0) \right] \\ &= 76 \cdot \left[+11 \cdot 10^{-6} (388 - 293) \right] - 75,85 \cdot \left[+22 \cdot 10^{-6} (428 - 293) \right] = 0,0061 \text{ мм}, \end{aligned}$$

где $T_n = 388$, $T_{\tau} = 493$ и $T_{ю} = 428 \text{ К}$ приняты с учетом жидкостного охлаждения двигателя.

2.5 Расчет системы охлаждения

Расчет параметров жидкостного насоса

Водяной насос служит для обеспечения непрерывной циркуляции ОЖ в СО. В автомобильных и тракторных двигателях наибольшее применение получили центробежные насосы с односторонним подводом жидкости

Расчетная объемная производительность насоса $\left(\frac{M^3}{c}\right)$ определяется с учетом утечек жидкости из нагнетательной полости во всасывающую:

$$G_{ж\text{ расч}} = \frac{G_{жс}}{\eta},$$

где $\eta = 0.8...0.9$ - коэффициент подачи, $G_{жс}$ - расход жидкости

$G_{жс} = \frac{Q_в}{c_{жс} \cdot \rho_{жс} \cdot \Delta T_{жс}}$ - циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения двигателя.

$$Q_в = Q_{жс} = 54964 \text{ Дж}, \quad \Delta T_{жс} = 6...12^\circ C.$$

Примем $\Delta T_{жс} = 6^\circ C$.

Для воды: $\rho_{жс} = 1000 \frac{кг}{M^3}$, $c_{ржс} = 4187 \frac{Дж}{кг \cdot K}$.

Тогда $G_{жс} = \frac{Q_в}{c_{жс} \cdot \rho_{жс} \cdot \Delta T_{жс}} = \frac{54964}{4187 \cdot 1000 \cdot 6} = 0.002187 \left(\frac{M^3}{c}\right)$.

Примем $\eta = 0.9$.

Тогда расчетная производительность насоса определяется:

$$G_{жс\text{ расч}} = \frac{G_{жс}}{\eta} = \frac{0.002187}{0.9} = 0.002431 \left(\frac{M^3}{c}\right).$$

Мощность, потребляемая жидкостным насосом

$$N_{В.Н.} = \frac{G_{жс\text{ расч}} \cdot P_{жс}}{1000 \cdot \eta_M} = \frac{0.002431 \cdot 120000}{1000 \cdot 0.8} = 0.36465 \text{ кВт},$$

где $\eta_M = 0.8$ - механический КПД водяного насоса, $P_{жс} = 120000 \text{ Па}$.

Мощность, потребляемая водяным насосом, составляет 1% от номинальной мощности двигателя.

2.6 Расчет системы смазки

Расчет параметров масляного насоса

Количество масла, циркулирующего в системе смазки определяется числом трущихся пар и степенью форсирования двигателя. Циркуляция масла должна быть такой, чтобы обеспечить отвод требуемого количества тепла от деталей, а его запас должен компенсировать утечки и расход масла на угар в течение необходимого пробега между доливкой.

Обычно для автотракторных двигателей

$$Q_M = 0,015 - 0,030 Q_0$$

где Q_0 - количество теплоты, выделяющееся при сгорании топлива в цилиндрах двигателя, ккал/ч .

Количество теплоты, выделяемой топливом в течение 1 с:

$$Q_0 = \frac{H_u G_T}{3600},$$

где H_u выражено в кДж/кг ; G_T - в кг/ч .

Циркуляционный расход масла ($\text{м}^3/\text{с}$) при заданной величине Q_M

$$V_{\text{ц}} = \frac{Q_M}{\rho_M \cdot c_M \cdot \Delta T} = \frac{472.27}{900 \cdot 2.094 \cdot 10} = 0.025 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

где Q_M - кол-во теплоты, отводимое маслом на номинальном режиме работы двигателя, кДж/с

ρ_M - плотность масла, 900 кг/м^3

c_M - теплоемкость масла, $c_M = 2.094 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$

ΔT - температура нагрева масла в системе двигателя, К .

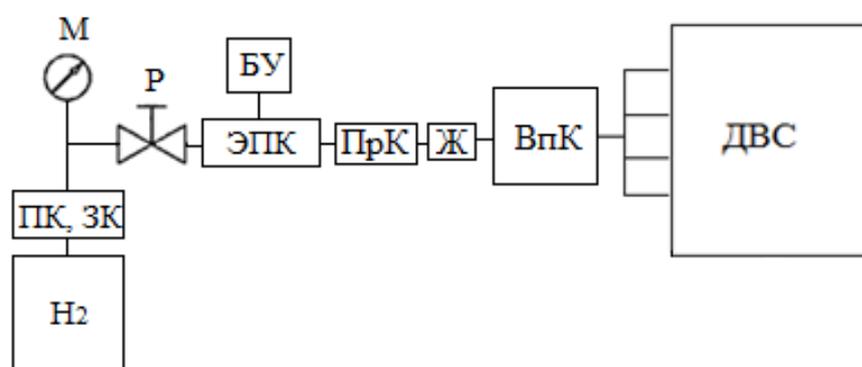
Мощность, потребляемая масляным насосом

$$N_{\text{М.Н.}} = \frac{V_{\text{ц}} \cdot P_{\text{эс}}}{1000 \cdot \eta_M} = \frac{0.025 \cdot 120000}{1000 \cdot 0.8} = 0,375 \text{ (Вт)}$$

3 СПЕЦЧАСТЬ

3.1 Схема добавки водорода

Схема добавки водорода представлена на рисунке 3.1. В качестве источника водорода установлен баллон высокого давления H_2 . Для обеспечения подачи водорода в необходимом количестве во впускную трубу двигателя собрана магистраль, состоящая из редуктора, электропневмоклапана и блока управления.



H_2 – источник водорода, ПК – пожарный клапан, ЗК – заправочный клапан,
М–манометр, Р – редуктор,
ЭПК – электропневмоклапан, БУ – блок управления, ПрК –
предохранительный клапан, Ж – жиклер, ВпК–впускной коллектор

Рисунок 3.1- Схема добавки водорода

Редуктор Р предназначен для снижения давления водорода до постоянного контролируемого манометром давления, что бы обеспечивать сверхкритический перепад и, следовательно, постоянство массового расхода водорода вне зависимости от изменения давления в полости впрыска, что следует из выражения расхода при истечении газа из емкости [36]:

$$G_H = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \cdot \frac{P_0 \cdot F_f \cdot q(\lambda)}{\sqrt{T}},$$

где k – показатель адиабаты, R – газовая постоянная, зависящие от свойств газа, P_0 – давление перед форсункой, F_f – площадь проходного сечения форсунки, T – температура газа, $q(\lambda)$ – газодинамическая функция (безразмерная плотность тока) [37, с. 238].

3.2 Источники водорода

Электролизер

Наиболее распространенным и глубоко изученным методом электрохимического получения водорода является электролиз. Электролиз имеет ряд преимуществ по сравнению с другими способами получения водорода:

- высокой чистоты продукт
- простота и непрерывность процесса
- подготовка отходов кислорода и тяжелой воды
- дешевое сырье вода
- длительный срок службы

Принцип работы электролизера

В водный раствор электролита, подается постоянный ток, который имеет более высокое напряжение, чем напряжение разложения воды. В который погружены два электрода, на аноде выделяется кислород, на катоде водород, в соотношении 1:2. В настоящее время почти во всех электролизерах используется водный раствор на основе гидроксидов калия и натрия, с концентрацией от 350 до 400 г/л. Также существуют электролизеры с твердыми высокополимерными электролитами,

нанесенными на мембраны – носители. Эти современные установки позволяют работать при повышенной плотности тока, температуры и давлении, помогают снизить потери. Такая система хороша тем, что электролит неизменен в процессе эксплуатации и технологическое оборудование не поддается коррозии.

Схема с электролизером

Схема представлена на рисунке 3.2. ННО генератор предназначен для выработки водорода путем электролиза воды. ННО генератор соединен магистралями с резервуаром для воды. После реакции электролиза, образовавшийся водород направляется по магистрали в воздушный фильтр проходя через влагоотделитель, который улавливает всю воду, пропуская водород в воздушный фильтр. После воздушного фильтра водород поступает непосредственно в цилиндры ДВС.

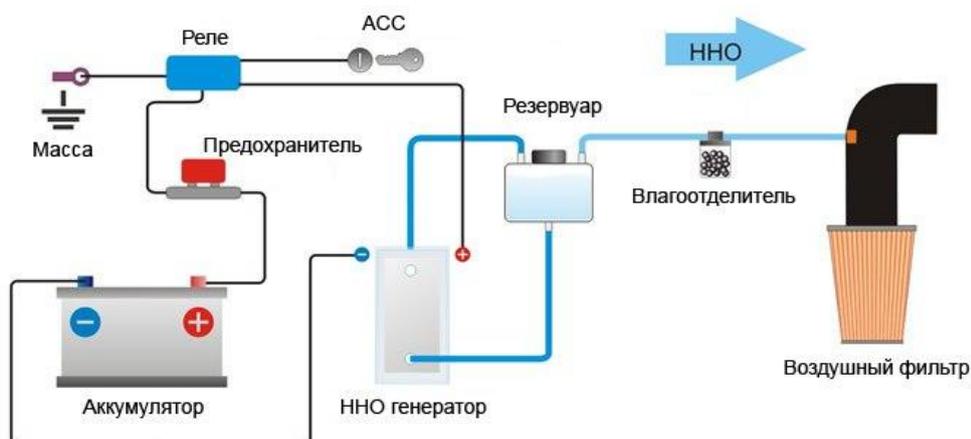


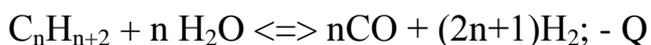
Рисунок 3.2 – Схема подачи водорода с применением ННО генератора [38]

Получение синтез-газа конверсией метана

Синтез-газ — смесь монооксида углерода и водорода — широко используется в промышленности для производства жидких и газообразных углеводородов (синтез Фишера-Тропша), а также для получения кислородсодержащих продуктов (метанола, высших спиртов, альдегидов и т.п.)

Основной метод получения синтез-газа - конверсия углеводородов при высоких температурах с водяным паром, со смесью водяного пара и диоксида углерода или водяного пара с кислородом. Чаще всего в качестве сырья используют метан, в некоторых случаях — каменный уголь.

В общем виде основная реакция конверсии углеводородного сырья водяным паром выражается уравнением:



При конверсии метана протекают следующие реакции:

1. $CH_4 + H_2O \rightleftharpoons CO + 3H_2; - 206 \text{ кДж/моль}$
2. $CO + H_2O \rightleftharpoons CO_2 + H_2; + 41 \text{ кДж/моль}$
3. $CH_4 + CO_2 \rightleftharpoons 2CO + 2H_2; - 248,3 \text{ кДж/моль}$

Все они обратимы и идут с увеличением объема. При необходимости получения синтез-газа с мольным соотношением $H_2:CO = 2:1$, которое используется при синтезе метанола, основного продукта, производимого из синтез-газа, к исходному сырью добавляют 5 - 7% CO_2 .

В настоящее время конверсию метана проводят в присутствии катализаторов, наиболее эффективными из которых являются катализаторы на основе оксида никеля.

Оптимальными условиями конверсии метана являются: температура 800 - 900°C, давление до 2 МПа, объемная скорость подачи метана 600 ч^{-1} и мольное соотношение $H_2O:CH_4$, равное (2-3:1).

Сырье, поступающее на конверсию, должно быть тщательно очищено от соединений серы, которые являются сильными ядами для никелевых катализаторов. Содержание серы в сырье не должно превышать 2— 3 мг серы на 1 м^3 .

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе были проанализированы пути снижения токсичности продуктов сгорания.

Произведен расчет действительного рабочего цикла дизельного двигателя ВАЗ-341 по методу И.И. Вибе с учетом добавки водорода в камеру сгорания, что привело к увеличению мощности $N_e=39,285$ кВт $n=4500$ мин⁻¹, $M_e=93,491$ Н·м $n=3000$ мин⁻¹ и уменьшению расхода топлива на 13,86% и соответственно к уменьшению содержания токсических компонентов в отработавших газах.

Обоснована схема добавки водорода и ее применение, которая способна обеспечивать 10% добавку к дизельному топливу для улучшения экологических показателей двигателя ВАЗ-341.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ефимов, С.И. Двигатели внутреннего сгорания: системы поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / С. И. Ефимов [и др.]; под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М. : Машиностроение, 1985. – 456 с.
2. Благовестов, А.И. Авиационные двигатели легкого топлива: конструкции и расчет на прочность [Текст] / А.И. Благовестов. – М. : Оборонгиз, 1946. – Кн. II. – 407 с.
3. Архангельский, В.М. Автомобильные двигатели [Текст] / В.М. Архангельский [и др.]; под ред. М. С. Ховаха. – М. : Машиностроение, 1977. – 591 с.
4. Кульчицкий, А. Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / А. Р. Кульчицкий. – Владимир: Изд-во Владимир. гос. ун-та, 2000. – 256 с.
5. Звонов, В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В. А. Звонов. – М. : Машиностроение, 1981. – 160 с.
6. Болдырев, И. В. Нейтрализатор ОГ ДВС на базе цементосодержащих катализаторов [Текст] / И. В. Болдырев, Т. Н. Смирнова, Е. З. Голосман // Двигателестроение. – 1998. – № 2. – С. 40–41.
7. Семенов, Б.Н. Возможности сокращения выброса окислов азота с отработавшими газами быстроходного форсированного дизеля при сохранении высокой топливной экономичности [Текст] / Б. Н. Семенов [и др.] // Двигателестроение. – 1986. – № 9. – С. 3–6.
8. Вылегжанин, П.Н. Методика проведения стендовых испытаний по оптимизации процессов сажеобразования в цилиндре газодизеля [Текст] / П. Н. Вылегжанин // Проблемы механизации и сервисного обслуживания технологического оборудования в сельскохозяйственном производстве: сб. науч. тр. – Киров: Вятская ГСХА, 2002. – С. 81 – 85.
9. Гершман, И.И. Многотопливные дизели [Текст] / И. И. Гершман, А. П. Лебединский. – М. : Машиностроение, 1971. – 184 с.

10. Морозов, К.А. Токсичность автомобильных двигателей [Текст] / К. А. Морозов. – М.: Легион-Автодата, 2000. – 80 с.
11. Емельянов, В.Е. Автомобильный бензин и другие виды топлива: свойства, ассортимент, применение [Текст] / В. Е. Емельянов, И. Ф. Крылов. – М.: Астрель: АСТ: Профиздат, 2005. – 207 с.
12. Воинов, А.Н. Исследование воспламенения углеводородо-воздушных смесей в условиях непрерывно продолжающегося сжатия [Текст] / А. Н. Воинов, С. Н. Игнатович // Автомобили и двигатели внутреннего сгорания: тр. МАДИ. – 1972. – Вып. 40. – С. 72.
13. Жегалин, О.И. Каталитические нейтрализаторы транспортных дизелей [Текст] / О. И. Жегалин, Н. Н. Патрахальцев, А. И. Френкель. – М.: Машиностроение, 1979. – 80 с.
14. Васильев, Г.М. Использование неравновесной плазмы для снижения токсичности дизельных двигателей [Текст] / Г. М. Васильев. – Минск: Ин-т тепло и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2004. – 172 с.
15. Gehring, M. Direct studies of some elementary steps for the formation and destruction of nitric oxide in the H–N–O system [Текст] / M. Gehring [et al.] // 14th Symp. (Int.) Comb. The Combustion Institute. – Pittsburgh, 1973. – P. 99.
16. Варнатц, Ю. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ: пер. с англ. Г. Л. Агафонова; под ред. П. А. Власова [Текст] / Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Диббл. – М.: Физматлит, 2006. – 352 с.
16. Bowman, C.T. Bowman, C. T. Control of combustion-generated nitrogen oxide emissions: Technology driven by regulation [Текст] / C. T. Bowman // 24th Symp. (Int.) Combustion. The Combustion Institute. – Pittsburgh, 1993. – P. 859.
17. Ассад, М.С. Альтернативные моторные топлива: тенденции развития, феноменологические аспекты развития [Текст] / М. С. Ассад. – Барановичи: РИОБарГУ, 2008. – 328 с.

18. Гладков, О.А. Повышение эффективности использования водотопливных эмульсий в высокооборотных дизелях [Текст] / О.А. Гладков, В.В. Данщиков, В. П. Закржевский // Двигателестроение. – 1988. – № 7. – С. 19–20.

19. Гольдблат, И.И. О токсичности автомобильных двигателей, работающих на газообразных топливах [Текст] / И.И. Гольдблат, Б. Д. Колубаев, Н. Г. Самоль // Автомобильная пром-сть. – 1972. – № 4. – С. 5–7.

20. Жегалин, О.И. Альтернативные топлива и перспективы их применения в тракторных дизелях: Обзор [Текст] / О.И. Жегалин, Е. Г. Пономарев, В. К. Журавлев. – М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1986. – 40 с.

21. Зародышев, В.Л. Применение спиртово-эфирных фракций как альтернативного топлива ДВС с искровым зажиганием [Текст] / В. Л. Зародышев, А.В. Мосин, А. С. Хамзин // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. – Киров, 1988. – С. 52.

22. Канило, П.М. Энергетические и экологические характеристики ГТД при использовании углеводородных топлив и водорода [Текст] / П.М. Канило, А.Н. Подгорный, В.А. Христин. – Киев: Наукова думка, 1987. – 222 с.

23. Ассад, М.С. Состав продуктов сгорания водородсодержащих топлив на режиме холостого хода двигателя внутреннего сгорания [Текст] / М. С. Ассад, О. Г. Пенязьков // Тепло- и массоперенос–2008. – Минск: ИТМО им. А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2009. – С. 82–88. __ 25. Ассад, М. Улучшение основных показателей работы моноцикла тракторного двигателя [Текст] / М. Ассад, А. Н. Карташевич // Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей: постоянно действующий науч.-техн. семинар стран СНГ. – СПб., 1992.

24. Вагнер, В.А. Насыщение топлива водородом и предел его эффективного использования при улучшении экономических и

экологических характеристик дизелей [Текст] / В. А. Вагнер // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. – Киров, 1988. – С. 155–156.

25. Жегалин, О.И. Альтернативные топлива и перспективы их применения в тракторных дизелях: Обзор [Текст] / О. И. Жегалин, Е. Г. Пономарев, В. К. Журавлев. – М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1986. – 40 с.

26. Watson, H. C. Efficiency and emissions of a hydrogen of methane fueled spark-ignition Engine [Текст] / H. C. Watson, E. E. Milkins, J. V. Deslandes // FISITA. Paris, 1974. – P. 1–9.

27. Шкаликова, В.Н. Применение нетрадиционных топлив в дизелях [Текст] / В. Н. Шкаликова, Н. Н. Патрахальцев. – М.: Изд-во Рос. ун-та дружбы народов, 1993. – 64 с.

28. Зельдович, Я. Б. Окисление азота при горении [Текст] / Я. Б. Зельдович, П. А. Садовников, Д. А. Франк-Каменецкий. – М.; Л.: Изд-во АН СССР, 1947. – 147 с.

29. Stebar, R.F. Emission control with lean operation using hydrogensupplementedfuel [Текст] / R. F. Stebar, F. B. Parks // SAE. Pap. – 1974. – N 740187. – P. 1–11.

30. Starkman, E. Alternative fuels for control of engine emission [Текст] / E. Starkman [et al] // J. Air Pollution Control Association. – 1970. – Vol. 20, N 2. – P. 87–92.

31. Warnatz, J. Concentration-, pressure-, and temperature dependence of the flame velocity in the hydrogen-oxygen-nitrogen mixtures [Текст] / J. Warnatz // Combust. Sci. Technol. – 1981. – Vol. 26. – P. 203.

32. Подгорный, А.Н. Применение водорода в качестве топлива для тепловых двигателей [Текст] / А. Н. Подгорный [и др.] // Вопр. атомной науки и техники. Сер. Атомно-водородная энергетика. – М.: Изд-во ИАЭ АН СССР, 1977. – Вып. 2(3). – С. 52–60.

33. Finegold, J.D. The UCLA hydrogen car: Design, construction and performance [Текст]/ Finegold J. D. // SAE. Trans. – 1974. – N 730507. – P. 1626–1637.

34. Канило, П.М. Токсичность ГТД и перспективы применения водорода [Текст] / П. М. Канило. – Киев: Наукова думка, 1982. – 140 с.

35. Clauton, R.M. Hydrogen enrichment for low-emission jet Combustion [Текст] / R. M. Clauton // Evaporat. Combust. Fuels Symp. 172nd meet. amer. chem. Soc. Washington, 1978. – P. 267–286.

36. Бортников, Л.Н. Экспериментальная и расчетная оценка эффективности применения водорода на автомобиле [Текст] / Л.Н.Бортников, Д.А.Павлов, М.М.Русаков // Автомобильная промышленность. -2013. -№ 6. - С. 28-33.

37. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика [Текст] / Г.Н.Абрамович.-М.: Наука, 1976.- С. 238.

38 ННО System [Электронный ресурс]: официальный сайт / 2016 URL:http://www.unionkaric.rs/en/hho_system.html (дата обращения: 3.06.2016).

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Результаты теплового расчета

Таблица А1 - Промежуточные результаты расчета

φ	φ'	Vст	T1,К	T2,К	T1-2	X1-2	ΔX	K1-2	K1-2	p1,МПа	p2,МПа	σ	ψ(φ)	μ	μ1-2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0	-29	0,118	694,138	694,138	726,069	0,000	0,000	1,365	6,485	1,693	1,693	0,160	2,760	1,000	1,000
1	-28	0,113	694,138	705,206	694,138	0,000	0,000	1,369	6,413	1,693	1,795	0,149	2,644	1,000	1,000
2	-27	0,108	705,206	717,061	705,206	0,000	0,000	1,368	6,438	1,795	1,906	0,139	2,532	1,000	1,000
3	-26	0,103	717,061	729,274	717,061	0,000	0,000	1,366	6,465	1,906	2,025	0,129	2,424	1,000	1,000
4	-25	0,099	729,274	741,932	729,274	0,000	0,000	1,364	6,492	2,025	2,154	0,120	2,319	1,000	1,000
5	-24	0,095	741,932	755,146	741,932	0,000	0,000	1,362	6,519	2,154	2,292	0,111	2,218	1,000	1,000
6	-23	0,090	755,146	769,049	755,146	0,000	0,001	1,361	6,547	2,292	2,441	0,102	2,121	1,000	1,000
7	-22	0,086	769,049	783,796	769,049	0,000	0,001	1,359	6,576	2,441	2,603	0,093	2,028	1,000	1,000
8	-21	0,083	783,796	799,563	783,796	0,001	0,001	1,357	6,605	2,603	2,778	0,085	1,938	1,000	1,000
9	-20	0,079	799,563	816,539	799,563	0,001	0,002	1,355	6,636	2,778	2,968	0,077	1,852	1,000	1,000
10	-19	0,076	816,539	834,928	816,539	0,001	0,002	1,353	6,668	2,968	3,176	0,070	1,770	1,000	1,000
11	-18	0,072	834,928	854,943	834,928	0,002	0,003	1,351	6,702	3,176	3,402	0,063	1,692	1,000	1,000

Продолжение таблицы А1

12	-17	0,069	854,943	876,798	854,943	0,002	0,004	1,349	6,737	3,402	3,649	0,056	1,619	1,000	1,001
13	-16	0,066	876,798	900,706	876,798	0,003	0,005	1,346	6,775	3,649	3,918	0,050	1,549	1,001	1,001
14	-15	0,063	900,706	926,869	900,706	0,003	0,006	1,344	6,814	3,918	4,212	0,044	1,483	1,001	1,001
15	-14	0,061	926,869	955,474	926,869	0,004	0,008	1,342	6,856	4,212	4,532	0,038	1,421	1,001	1,001
16	-13	0,058	955,474	986,681	955,474	0,005	0,009	1,339	6,899	4,532	4,880	0,033	1,364	1,001	1,002
17	-12	0,056	986,681	1020,61	986,681	0,005	0,011	1,336	6,945	4,880	5,256	0,028	1,310	1,002	1,002
18	-11	0,054	1020,61	1057,36	1020,61	0,006	0,013	1,334	6,991	5,256	5,660	0,024	1,261	1,002	1,003
19	-10	0,052	1057,36	1096,95	1057,36	0,007	0,015	1,331	7,040	5,660	6,093	0,020	1,216	1,003	1,003
20	-9	0,050	1096,95	1139,38	1096,95	0,008	0,017	1,328	7,089	6,093	6,553	0,016	1,175	1,003	1,004
21	-8	0,049	1139,38	1184,55	1139,38	0,009	0,019	1,326	7,139	6,553	7,037	0,013	1,138	1,004	1,004
22	-7	0,047	1184,55	1232,32	1184,55	0,011	0,021	1,323	7,188	7,037	7,542	0,010	1,106	1,005	1,005
23	-6	0,046	1232,32	1282,50	1232,32	0,012	0,024	1,321	7,238	7,542	8,060	0,007	1,078	1,006	1,006
24	-5	0,045	1282,50	1334,80	1282,50	0,013	0,026	1,318	7,287	8,060	8,587	0,005	1,054	1,007	1,007
25	-4	0,044	1334,80	1388,89	1334,80	0,014	0,028	1,316	7,335	8,587	9,113	0,003	1,035	1,008	1,008
26	-3	0,043	1388,89	1444,40	1388,89	0,015	0,031	1,313	7,381	9,113	9,630	0,002	1,019	1,009	1,010
27	-2	0,043	1444,40	1500,91	1444,40	0,016	0,033	1,311	7,426	9,630	10,127	0,001	1,009	1,010	1,011
28	-1	0,043	1500,91	1557,93	1500,91	0,017	0,035	1,309	7,469	10,127	10,594	0,000	1,002	1,012	1,012
29	0	0,043	1557,93	1614,99	1557,93	0,018	0,037	1,307	7,509	10,594	11,022	0,000	1,000	1,013	1,014

Продолжение таблицы А1

30	1	0,043	1614,99	1671,57	1614,99	0,019	0,038	1,305	7,547	11,022	11,401	0,000	1,002	1,015	1,015
31	2	0,043	1671,57	1727,16	1671,57	0,020	0,039	1,304	7,582	11,401	11,723	0,001	1,009	1,016	1,017
32	3	0,043	1727,16	1781,22	1727,16	0,020	0,040	1,302	7,615	11,723	11,981	0,002	1,019	1,018	1,019
33	4	0,044	1781,22	1833,25	1781,22	0,020	0,041	1,301	7,645	11,981	12,170	0,003	1,035	1,019	1,020
34	5	0,045	1833,25	1882,74	1833,25	0,021	0,041	1,300	7,672	12,170	12,289	0,005	1,054	1,021	1,022
35	6	0,046	1882,74	1929,23	1882,74	0,020	0,041	1,299	7,696	12,289	12,335	0,007	1,078	1,023	1,024
36	7	0,047	1929,23	1972,27	1929,23	0,020	0,040	1,298	7,718	12,335	12,310	0,010	1,106	1,024	1,025
37	8	0,049	1972,27	2011,47	1972,27	0,020	0,039	1,297	7,737	12,310	12,218	0,013	1,138	1,026	1,027
38	9	0,050	2011,47	2046,49	2011,47	0,019	0,038	1,296	7,753	12,218	12,062	0,016	1,175	1,028	1,029
39	10	0,052	2046,49	2077,03	2046,49	0,018	0,036	1,296	7,767	12,062	11,848	0,020	1,216	1,029	1,030
40	11	0,054	2077,03	2102,91	2077,03	0,017	0,034	1,295	7,779	11,848	11,583	0,024	1,261	1,031	1,032
41	12	0,056	2102,91	2123,98	2102,91	0,016	0,031	1,295	7,788	11,583	11,274	0,028	1,310	1,032	1,033
42	13	0,058	2123,98	2140,20	2123,98	0,014	0,029	1,294	7,794	11,274	10,928	0,033	1,364	1,034	1,034
43	14	0,061	2140,20	2151,62	2140,20	0,013	0,026	1,294	7,799	10,928	10,552	0,038	1,421	1,035	1,035
44	15	0,063	2151,62	2158,36	2151,62	0,012	0,023	1,294	7,802	10,552	10,155	0,044	1,483	1,036	1,036
45	16	0,066	2158,36	2160,63	2158,36	0,010	0,020	1,294	7,803	10,155	9,742	0,050	1,549	1,037	1,037
46	17	0,069	2160,63	2158,70	2160,63	0,009	0,018	1,294	7,802	9,742	9,320	0,056	1,619	1,038	1,038
47	18	0,072	2158,70	2152,91	2158,70	0,008	0,015	1,294	7,800	9,320	8,895	0,063	1,692	1,038	1,039

Продолжение таблицы А1

48	19	0,076	2152,91	2143,66	2152,91	0,006	0,013	1,294	7,796	8,895	8,471	0,070	1,770	1,039	1,039
49	20	0,079	2143,66	2131,36	2143,66	0,005	0,011	1,295	7,791	8,471	8,054	0,077	1,852	1,039	1,040
50	21	0,083	2131,36	2116,45	2131,36	0,004	0,009	1,295	7,785	8,054	7,647	0,085	1,938	1,040	1,040
51	22	0,086	2116,45	2099,37	2116,45	0,003	0,007	1,295	7,778	7,647	7,252	0,093	2,028	1,040	1,040
52	23	0,090	2099,37	2080,55	2099,37	0,003	0,005	1,295	7,771	7,252	6,872	0,102	2,121	1,041	1,041
53	24	0,095	2080,55	2060,39	2080,55	0,002	0,004	1,296	7,762	6,872	6,508	0,111	2,218	1,041	1,041
54	25	0,099	2060,39	2039,24	2060,39	0,002	0,003	1,296	7,753	6,508	6,162	0,120	2,319	1,041	1,041
55	26	0,103	2039,24	2017,44	2039,24	0,001	0,002	1,297	7,744	6,162	5,834	0,129	2,424	1,041	1,041
56	27	0,108	2017,44	1995,26	2017,44	0,001	0,002	1,297	7,735	5,834	5,523	0,139	2,532	1,041	1,041
57	28	0,113	1995,26	1972,94	1995,26	0,001	0,001	1,297	7,725	5,523	5,231	0,149	2,644	1,041	1,041
58	29	0,118	1972,94	1950,66	1972,94	0,000	0,001	1,298	7,715	5,231	4,955	0,160	2,760	1,041	1,041
59	30	0,123	1950,66	1928,57	1950,66	0,000	0,001	1,298	7,705	4,955	4,697	0,171	2,879	1,041	1,041
60	31	0,128	1928,57	1906,78	1928,57	0,000	0,000	1,299	7,694	4,697	4,455	0,182	3,001	1,041	1,041

Таблица А2 – Значения относительных величин внешнего теплового баланса

Составляющие теплового баланса	Частота вращения двигателя n мин-1							
	При n=1250		При n=2750		При n=3000		При n=4500	
	об/мин ⁻¹		об/мин ⁻¹		об/мин ⁻¹		об/мин ⁻¹	
	Q, Дж/с	q%	Q, Дж/с	q%	Q, Дж/с	q%	Q, Дж/с	q%
Теплота, эквивалентная эффективной работе	5243 4,28	39,1 7	1146 79,48	39,7 8	12741 8,37	40,7 6	1460 58,53	32,82
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	3537 8,17	26,4 3	9416 4,92	32,6 7	10047 1,20	32,1 4	1359 03,17	30,54
Теплота, унесенная с отработанными газами	3662 9,85	27,3	7189 9,27	24,9	76206 ,40	24,3 8	1360 18,50	30,57
Неучтенные потери теплоты	9431, 53	7,05	7528, 28	2,61	8495, 03	2,72	2700 8,35	6,07
Общее количество теплоты, введенное в двигатель с топливом	1338 73,84	100	2882 71,95	100	31259 1,00	100	4449 88,55	100

Таблица А3 – Параметры внешней скоростной характеристики

Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Параметры внешней скоростной характеристики					
	N _{ex}	M _{ex}	P _{ex}	Ge	Gt	Nv
1250	11,984	91,550	0,757	25,995	3,115	0,344
1500	14,755	93,935	0,777	25,093	3,703	0,341
1750	17,558	95,809	0,792	24,362	4,278	0,338
2000	20,352	97,172	0,803	23,801	4,844	0,335
2250	23,097	98,025	0,810	23,410	5,407	0,332
2500	25,752	98,367	0,813	23,189	5,972	0,330
2750	28,279	98,198	0,812	23,138	6,543	0,329
3000	30,637	97,519	0,806	23,257	7,125	0,328
3250	32,785	96,330	0,796	23,546	7,720	0,328
3500	34,683	94,629	0,782	24,005	8,326	0,329
3750	36,293	92,418	0,764	24,634	8,940	0,329
4000	37,572	89,697	0,742	25,433	9,556	0,330
4250	38,482	86,464	0,715	26,403	10,160	0,330
4500	38,982	82,721	0,684	27,542	10,736	0,330
5000	39,031	78,468	0,649	28,851	11,261	0,327

Таблица А5. - результаты динамического расчета

φ°	Δp	J	Pj	p	$\text{tag}\beta$	pN	S	K	T
0	0,000	11495,17	-2,51457	-2,515	0,000	0,000	-2,515	-2,515	0,000
30	-0,007	8998,851	-1,9685	-1,976	0,095	-0,188	-1,985	-1,617	-1,151
60	-0,007	3135,046	-0,68579	-0,693	0,166	-0,115	-0,703	-0,247	-0,658
90	-0,007	-2612,538	0,571493	0,564	0,192	0,109	0,575	-0,109	0,564
120	-0,007	-5747,583	1,257284	1,250	0,166	0,208	1,267	-0,805	0,979
150	-0,007	-6386,313	1,397006	1,390	0,095	0,132	1,396	-1,270	0,580
180	-0,007	-6270,091	1,371582	1,364	0,000	0,000	1,364	-1,364	0,000
210	-0,001	-6386,313	1,397006	1,396	-0,095	-0,133	1,396	-1,270	-0,580
240	0,023	-5747,583	1,257284	1,280	-0,166	-0,213	1,298	-0,824	-1,002
270	0,089	-2612,538	5,5015741	0,661	-0,192	-0,127	0,673	-0,127	-0,661
300	0,313	3135,046	-6,60188892	-0,373	-0,166	0,062	-0,378	-0,133	0,354
330	1,497	8998,851	-18,95009702	-0,472	-0,095	0,045	-0,474	-0,386	0,275
360	9,013	11495,17	-24,20692604	6,498	-0,080	-0,523	6,520	5,669	-3,220
390	5,734	8998,851	-18,95009702	3,765	-0,077	-0,292	3,776	3,321	-1,798
420	1,443	3135,046	-6,60188892	0,758	-0,074	-0,056	0,760	0,675	-0,348
450	0,632	-2612,538	5,5015741	1,204	-0,071	-0,086	1,207	1,084	-0,530
480	0,383	-5747,583	12,10346302	1,641	-0,068	-0,112	1,645	1,492	-0,692
510	0,293	-6386,313	13,44852292	1,690	-0,065	-0,110	1,694	1,551	-0,681
540	0,269	-6270,091	13,20377784	1,641	-0,062	-0,102	1,644	1,518	-0,630
570	0,224	-6386,313	13,44852292	1,621	-0,059	-0,095	1,624	1,513	-0,592
600	0,180	-5747,583	12,10346302	1,437	-0,056	-0,080	1,439	1,351	-0,497
630	0,135	-2612,538	5,5015741	0,706	-0,052	-0,037	0,707	0,669	-0,230
660	0,090	3135,046	-6,60188892	-0,596	-0,049	0,029	-0,597	-0,568	0,183
690	0,045	8998,851	-18,95009702	-1,924	-0,046	0,088	-1,926	-1,845	0,551
720	0,000	11495,17	-24,20692604	-2,515	-0,043	0,108	-2,517	-2,426	0,670

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Безопасность и экологичность дипломной работы

Согласно темы дипломной работы, разрабатываемая конструкция дизельного двигателя устанавливается на колесное транспортное средство (легковой автомобиль). В связи с этим, легковой автомобиль оборудованный такого типа дизельным ДВС, должен соответствовать действующим нормативным требованиям отечественных стандартов, предъявляемых к его безопасностным и экологическим показателям (предельно-допустимым значениям токсических выбросов в составе отработавших газов двигателя – CO, CH, NO_x, сажи, уровней внешнего и внутреннего шума, уровней общей и локальной вибрации, регистрируемой на сиденье и органах управления автомобилем, требования пожарной безопасности, эксплуатации и т.д.).

Указанные выше технические показатели транспортного средства, в значительной степени предопределяются используемым в нём силовым агрегатом – двигателем и трансмиссионными узлами, массой транспортного средства, его аэродинамическим сопротивлением и сопротивлением качения, Механическими потерями узлов трансмиссии. Также важную роль в экологических показателях автомобиля играет расход топлива и связанный с ним выброс углекислого газа (CO₂), разрушающий озоновый слой планеты.

В связи с этим, разрабатываемая конструкция дизельного ДВС должна удовлетворять всем предъявленным безопасностным и экологическим требованиям

Согласно действующему в РФ техническому ТР ТС 018/2011 "О безопасности колесных транспортных средств" (с изменениями на 14 октября 2015 года), в целях защиты жизни и здоровья человека, имущества, охраны окружающей среды, устанавливает требования к колесным транспортным средствам в соответствии с пунктом 16 (Технический регламент

Таможенного союза ТР ТС 018/2011, О безопасности колесных транспортных средств) независимо от места их изготовления, при их выпуске в обращение и нахождении в эксплуатации на единой таможенной территории Таможенного союза.

Подразделение транспортных средств категорий М и N и двигателей внутреннего сгорания для таких транспортных средств на экологические классы.

Уровни выбросов и требования, обеспечивающие выполнение установленных уровней выбросов для дизельных двигателей регламентируется Правилами ЕЭК ООН R 83-02 (уровень выбросов А).

Таблица Б1 - Предельные значения вредных веществ в отработавших газах

Характеристика транспортного средства		Контрольная масса (KM), кг	Масса оксида углерода (CO) ****, г/км	Масса углеводородов (CH) , г/км				Масса оксидов азота (NO) , (г/км)		Суммарная масса оксидов азота и углеводородов (CH+NO), г/км	Масса вредных частиц* (PM) , г/км	
				бен-зин	ди-зельное	бен-зин	ди-зельное	бен-зин	ди-зельное			бен-зин
Категория	Класс	Топливо, необходимое для работы двигателя										
		бен-зин	ди-зельное	бен-зин	ди-зельное	бен-зин	ди-зельное	бен-зин	ди-зельное	бен-зин	ди-зельное	ди-зельное
А(2006)	М**	-	400 кг	2,3	0,64	0,20	-	0,15	0,50	-	0,56	0,05
	N***	I	KM 1305 кг	2,3	0,64	0,20	-	0,15	0,50	-	0,56	0,05
		II	1305 кг < KM 1760 кг	4,17	0,80	0,25	-	0,18	0,65	-	0,72	0,07
		III	KM > 1760 кг	5,22	0,95	0,29	-	0,21	0,78	-	0,86	0,10
B(2008)	М**	-	400 кг	1,0	0,50	0,10	-	0,08	0,25	-	0,30	0,025
	N***	I	KM 1305 кг	1,0	0,50	0,10	-	0,08	0,25	-	0,30	0,025
		II	1305 кг < KM 1760 кг	1,81	0,63	0,13	-	0,10	0,33	-	0,39	0,04
		III	KM > 1760 кг	2,27	0,74	0,16	-	0,11	0,39	-	0,46	0,06

Продолжение таблицы Б1

* Для двигателей с воспламенением от сжатия.

** Кроме транспортных средств максимальной массой более 2500 кг.

*** А также транспортные средства категории М, указанные в сноске **.

**** - предельные значения содержания вредных веществ в отработавших газах:

- CO; - CH; - NO ; - вредные частицы.

Согласно регламенту ТР ТС 018/2011 (раздел 2, позиция 3),

Двигатели с воспламенением от сжатия (дизели) должен иметь:

- системы нейтрализации отработавших газов, в т.ч., сменные каталитические нейтрализаторы (за исключением систем нейтрализации на основе мочевины)

- сменные системы выпуска отработавших газов двигателей, в т.ч. глушители и резонаторы

Оборудование для питания двигателя газообразным топливом (компримированным природным газом – КПГ, сжиженным нефтяным газом – СНГ (или сжиженным углеводородным газом – СУГ), сжиженным природным газом – СПГ, диметиловым эфиром топливным – ДМЭт) включает:

- баллон газовый;
- вспомогательное оборудование баллона;
- газоредуцирующую аппаратуру;
- теплообменные устройства;
- газосмесительные устройства;
- газодозирующие устройства;
- электромагнитные клапаны;
- расходно-наполнительное и контрольно-измерительное

оборудование;

- фильтр газовый;

- гибкие шланги;
- топливопроводы;
- электронные блоки управления.

Согласно требованиям предъявляемым, к транспортным средствам в отношении их внутреннего шума, раздел 2, (Приложение N 3 к техническому регламенту Таможенного союза "О безопасности колесных транспортных средств" (ТР ТС 018/2011)), допустимый уровень звука, для транспортных средств использующих газовое оборудование составляет 77 - 81 дБ А.

Согласно Требования к транспортным средствам в отношении содержания вредных (загрязняющих) веществ в воздухе обитаемого помещения – кабины водителя, пассажирского помещения (раздел 2, пункт 3), номенклатура вредных (загрязняющих) веществ, подлежащих проверке, зависит от установленного на транспортном средстве типа двигателя и применяемого топлива, содержание вредных (загрязняющих) веществ в воздухе. Для двигателя, работающего с воспламенением от сжатия (дизели) они, приведены в таблице 1.

Таблица Б2 - Содержание вредных веществ в воздухе обитаемого помещения

Вредное (загрязняющее) вещество	Предельная концентрация вредного (загрязняющего) вещества в воздухе обитаемого помещения транспортного средства, мг/м ³
оксид углерода CO	5,0
диоксид азота NO ₂	0,2
оксид азота NO	0,4
метан CH ₄	50
углеводороды предельные C ₂ H ₆ C ₇ H ₁₆	50
формальдегид CH ₂ O	0,035

Согласно регламенту Таможенного союза «О требованиях к автомобильному и авиационному бензину, дизельному и судовому топливу, топливу для реактивных двигателей и мазуту» (ТР ТС 013/2011), требования к характеристикам дизельного топлива приведены в таблице 2.

Таблица Б3 – Требования к характеристикам дизельного топлива

Характеристики дизельного топлива	Единица измерения	Нормы в отношении экологического класса			
		К2	К3	К4	К5
1	2	3	4	5	6
Массовая доля серы, не более	мг/кг	500	350	50	10
Температура вспышки в закрытом тигле, не ниже:	°С				
для летнего и межсезонного дизельного топлива		40	40	55	55
для зимнего и арктического дизельного топлива		30	30	30	30
Фракционный состав – 95 объёмных перегоняется при температуре, не выше	°С	360	360	360	360
Массовая доля полициклических ароматических углеводородов, не более	%	-	11	11	8

Продолжение таблицы БЗ

Цетановое число для летнего дизельного топлива, не менее	-	45	51	51	51
Цетановое число для зимнего и арктического дизельного топлива, не менее	-	не определяется	47	47	47
Смазывающая способность, не более	мкм	не определяется	460	460	460
Предельная температура фильтруемости, не выше летнее дизельное топливо	°С	не определяется	не определяется	не определяется	не определяется
дизельного топлива зимнего**		минус 20	минус 20	минус 20	минус 20
дизельного топлива арктического		минус 38	минус 38	минус 38	минус 38
дизельного топлива межсезонного ***		минус 15	минус 15	минус 15	минус 15
*допускается одержание в дизельном топливе не более 7%(по объему метиловых эфиров жирных кислот.					
** для Республики Казахстан не более минус 15 С для экологических классов К2, К3, К4 и К5.					
*** для Республики Казахстан не более минус 5 С для экологических классов К2, К3, К4 и К5.					

В разделе "Безопасность и экологичность дипломной работы" рассмотрен также вопрос о предъявляемых требованиях к утилизации колесных транспортных средств работающих на дизельном топливе.

Настоящий технический регламент Таможенного союза (ТР ТС 00/2011, о требованиях к колесным транспортным средствам по обеспечению их безопасной утилизации) устанавливает требования к колесным транспортным средствам, их компонентам при выпуске в обращение и нахождении в эксплуатации на единой таможенной территории Таможенного союза независимо от места их изготовления, процессам утилизации колесных транспортных средств в целях защиты жизни и здоровья человека, имущества, охраны окружающей среды, а также предупреждения действий, вводящих в заблуждение потребителей (пользователей), относительно их назначения и безопасности.

В заключении, можно сказать, что поршневой дизельный ДВС, разрабатываемый в рамках выпускной работы, как следует из раздела "Конструкторская часть (56), удовлетворяет предъявляемым требованиям действующих отечественных регламентов, в отношении токсических выбросов в атмосферу с выхлопными газами. В частности, по выбросам СО он составляет 0,419 г/км, чем обеспечивается запас к предельно-допустимому значению (16,2%), по выбросам NO_x он составляет 0,207 г/км, чем обеспечивается запас к предельно-допустимому значению (7,2%), по массе вредных частиц 0,021 г/км чем обеспечивается запас к предельно-допустимому значению (6%)

Следует указать, что разработанный дизельный ДВС характеризуется низким удельным расходом топлива 246 г/(кВт·ч) и тем самым характеризуется низкими выбросами углекислого газа (СО₂) и пониженным негативным воздействием на окружающую среду.

Для обеспечения приемлемых виброакустических характеристик автомобиля действующим нормативным стандартом он должен быть дополнительно оборудован верхним звукоизолирующим кожухом ДВС, демпфером крутильных колебаний коленчатого вала, нижним звукоизолирующим экраном вентиляционного проема моторного отсека, звукопоглощающими обивками капота и щитки передка кузова.