

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Тольяттинский государственный университет»

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»  
(наименование)

13.03.03 Энергетическое машиностроение

(код и наименование направления подготовки)

«Альтернативные источники энергии транспортных средств»

(направленность (профиль))

## **ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА)**

на тему Повышение эффективности двигателя ВАЗ за счет применения электронного регулирования системы охлаждения

Студент

Е.Е. Федоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

к.т.н., доцент, В.В. Смоленский

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2023

## АННОТАЦИЯ

Выпускная квалификационная работа посвящена вопросу применения электронного регулирования системы охлаждения для повышения эффективности двигателя ВАЗ.

Целью бакалаврского проекта является проведение модернизации системы охлаждения для снижения тепловых потерь за счет применения электронного регулирования работой термостата и водяного насоса.

Поэтому в данном бакалаврской работе представлены результаты проектирования двигателя ВАЗ с модернизированными элементами системы охлаждения, а также приведен анализ влияния различных условий регулирования системы охлаждения на эффективность работы двигателя. Бакалаврская работа состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка состоит из аннотации, введения, 4 разделов, заключения с основными результатами и выводами, содержит 47 рисунков, 21 таблиц, списка использованных источников (41 источник). Основной текст изложен на 75 страницах.

Графическая часть работы содержит 8 листов формата А1 иллюстрирующих материал, представленный в пояснительной записке.

## ABSTRACT

Topic of the bachelor thesis: "Improving the efficiency of the fuel system for VAZ engines".

The fuel delivery system plays a crucial role in internal combustion engines. This thesis examines the shortcomings of the existing fuel delivery system and proposes a solution to address the high amplitude fuel pressure fluctuations.

This bachelor's thesis aims to improve the fuel delivery system for the VAZ 21129 gasoline engine. It consists of an explanatory note of 63 pages and a graphical part. The explanatory note covers the following topics:

- Analysis of the existing fuel delivery system;
- Thermal balance and thermal calculation of the engine;
- Kinematic and dynamic calculations were performed;
- Design of an external damper.

The graphic section contains six A1-sized sheets. They show longitudinal and transverse sections of the engine, three diagram sheets, and detailed drawings of the proposed fuel delivery system.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 Жидкостная система охлаждения современного двигателя .....	7
2 Тепловой расчет проектируемого двигателя .....	12
3 Кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя .....	42
3.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	42
3.2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя	44
4 Анализ системы охлаждения с электронным управлением .....	50
4.1 Описание основных подходов при создании системы охлаждения с электронным управлением .....	50
4.2 Влияния электронного управления системой охлаждения двигателя на максимальную температуру цикла .....	62
4.3 Расчет системы охлаждения	65
Заключение .....	69
Список используемых источников .....	71

## ВВЕДЕНИЕ

Система охлаждения двигателя традиционно рассматривалась как вспомогательная система, менее важная для работы двигателя, но необходимая для его работы. Обычные системы охлаждения двигателя просто предназначены для поддержания температуры двигателя, приемлемой для широкого диапазона работы и условий эксплуатации. С внедрением мехатронной технологии традиционные механические системы заменяются системами с электронным управлением. Система охлаждения двигателя с электронным управлением должна обеспечивать улучшение характеристик за счет их воздействия на двигатель, улучшение потерь на трение, улучшение экономии топлива, снижение выбросов и повышение долговечности. Базовая конструкция автомобильной системы охлаждения долгое время практически не менялась; например, привод насоса воды от системы охлаждения двигателя осуществляется за счет вращения двигателя. Таким образом, расход охлаждающей жидкости определяется частотой вращения двигателя, что не является идеальным для большинства случаев. Обычный водяной насос с механическим приводом может привести к ненужным и паразитным потерям. Водяной насос с электронным управлением будет регулировать поток воды из системы охлаждения независимо от оборотов двигателя, обеспечивая дальнейшее снижение паразитных потерь. Еще одним потенциальным преимуществом электронасоса является возможность уменьшения размера радиатора, что является важным вопросом при разработке систем охлаждения двигателей. Расширение возможностей управления обеспечивает лучший выбор рабочих точек дизеля. Результаты исследований передовых систем охлаждения были опубликованы за последний год, при этом основное внимание уделялось регулированию температуры двигателя на основе смоделированных исследований, например, в [22] и [30-33]. В некоторых работах, таких как [14-18], указывается, что система охлаждения с электронным управлением обеспечивает экономию

топлива и сокращение выбросов парниковых газов. Другие исследования, такие как [34-38], показывают, что существует потенциальное снижение выбросов NOx при контроле температуры за счет охлаждения дизельного двигателя. Большая часть предыдущих работ по контролю температуры системы охлаждения двигателя была сосредоточена на преимуществах экономии топлива и снижении выбросов парниковых газов за счет снижения потерь на трение и снижения энергопотребления вспомогательных компонентов. Государственная политика во всем мире выступает в качестве агентов контроля, направленных на сокращение загрязнения воздуха. Для современных двигателей законодательные ограничения выбросов NOx являются более строгими. Зная, что температура напрямую влияет на скорость образования NO (оксида азота) [39], метод контроля выбросов включает эффективный контроль температуры сгорания. Использование системы с электронным управлением дает возможность изменить калибровку параметров двигателя для лучшего соотношения между экономией топлива и выбросами NOx (оксид азота), CO (окись углерода) и HC (углеводород) [40, 41].

Охлаждение моторного отсека предъявляет высокие требования к современным системам охлаждения и поэтому достигнут хороший прогресс в последнее время в технологии охлаждения.

К системе охлаждения предъявляются следующие требования:

- Более короткая фаза прогрева
- Быстрый обогрев салона
- Низкий расход топлива
- Более длительный срок службы компонентов

Все системы охлаждения двигателя основаны на следующих компонентах:

- Охладитель охлаждающей жидкости
- Термостат
- Насос охлаждающей жидкости (механический или электрический)

- Расширительный бак
- Трубы
- Вентилятор двигателя (с клиноременным приводом или Visco)
- Датчик температуры (блок управления двигателем / индикатор).

Усовершенствованные системы охлаждения автомобильных двигателей могут положительно повлиять на производительность, экономию топлива и надежность двигателей внутреннего сгорания. Интеллектуальная система охлаждения двигателя обычно имеет несколько приводов, управляемых компьютером в режиме реального времени: трехходовой линейный интеллектуальный клапан, насос охлаждающей жидкости с регулируемой скоростью и электрический вентилятор(ы) радиатора.

Почему топливная экономичность важна для наземной техники? Одной из очевидных причин является то, что высокоэффективные автомобили потребляют меньше топлива, что снижает расходы на бензин. Во-вторых, лучший расход топлива помогает защитить окружающую среду за счет сокращения выбросов парниковых газов (ПГ), в основном в виде двуокиси углерода (CO<sub>2</sub>). В-третьих, повышение топливной экономичности способствует устойчивости энергетики, поскольку большинство наземных транспортных средств работают на невозобновляемых ископаемых видах топлива. В-четвертых, повышение эффективности использования топлива может снизить зависимость страны от нефти, что повысит национальную безопасность.

## 1 Жидкостная система охлаждения современного двигателя

Температуры, возникающие при сгорании топлива (до 2000 ° С), равны вредно для работы двигателя. Поэтому двигатель охлаждают до Рабочая Температура. Первый вид охлаждения водой был термосифонное охлаждение (рисунок 1). Вода циркулирует при работающем двигателе. Охлаждение поддерживалось вентилятором, но регулирование было невозможно. Позже водяная помпа ускорила циркуляцию воды.

Уязвимые точки:

- Длительное время прогрева
- Низкая температура двигателя в холодное время года

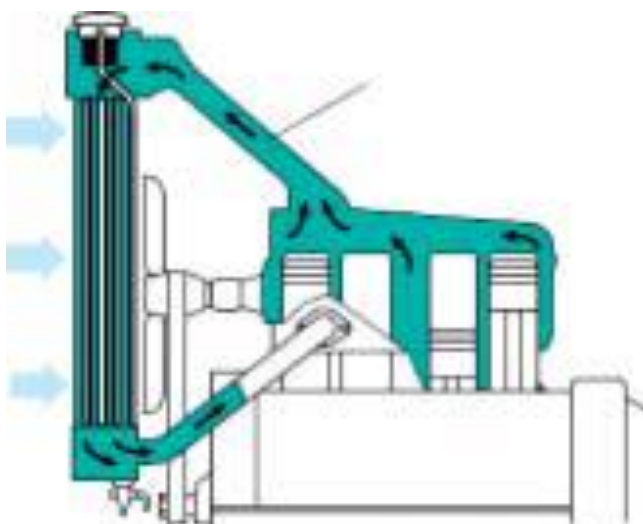


Рисунок 1 – Термосифонное охлаждение

При дальнейшем развитии двигателей использовались регуляторы охлаждающей жидкости (т.е. термостаты). Циркуляция воды через радиатор регулируется в зависимости от температура охлаждающей воды (рисунок 2).

Функции:

- Короткое время прогрева
- Поддерживайте постоянную рабочую температуру



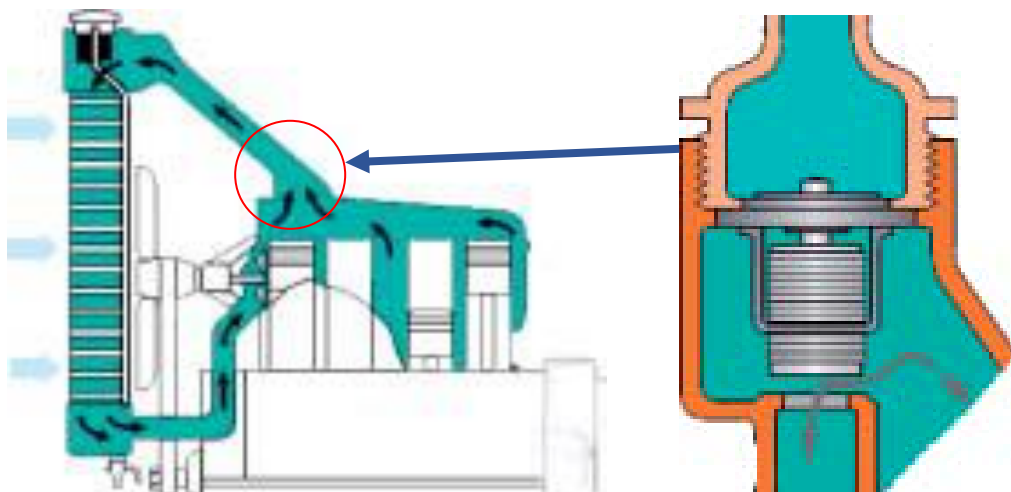


Рисунок 2 – Регулирование охлаждения термостатом

Термостат стал решающим усовершенствованием и ввел малый круг охлаждения. водопроводная труба. Пока желаемая рабочая температура двигателя не достигается, вода не проходит через радиатор, а обходит его и стекает в двигатель. Эта система управления осталась основой всех систем, верно, до сегодняшнего дня. Влияние температуры двигателя на производительность и топливо потребление показано на диаграмме (рисунок 3). Однако сегодня правильная рабочая температура двигателя — это не только важно с точки зрения производительности и расхода топлива, но также и для низкий выброс загрязняющих веществ. Для охлаждения двигателя используется тот факт, что вода под давлением кипит не при температуре  $100^{\circ}\text{C}$ , а при температуре от  $115^{\circ}\text{C}$  до  $130^{\circ}\text{C}$ . Контур охлаждения под давлением от 1,0 до 1,5 бар. Мы имеем в виду закрытая система охлаждения. В системе есть расширительный бак, который только примерно наполовину заполнен. Сильфонный компенсатор заменен на компенсатор. регулятор материала (регулятор парафина).

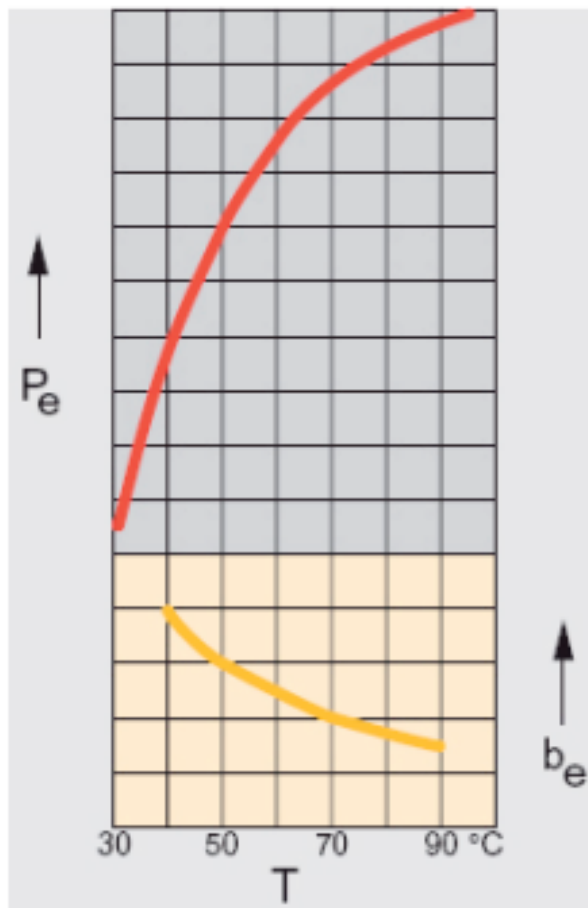


Рисунок 3 – Зависимость эффективных показателей давления от температуры двигателя, где:  $P_e$  – эффективная мощность,  $b_e$  – удельный эффективный расход топлива,  $T$  – температура двигателя.

Современная система охлаждения двигателя состоит из следующих элементов: рубашка охлаждения головки и блока цилиндров; радиатор; насос; термостат; вентилятор; расширительный бачок; соединительные трубопроводы и сливные краники. Кроме того, в систему охлаждения входит отопитель салона кузова автомобиля.

На рисунке 4 показана схема жидкостной системы охлаждения с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости. Где 1. Радиатор охлаждения; 2. Водяной насос; 3. Вентилятор радиатора; 4. Термостат; 5. Теплообменник; 6. Клапан теплообменника (опционально); 7. Двигатель; 8. Поток воздуха.

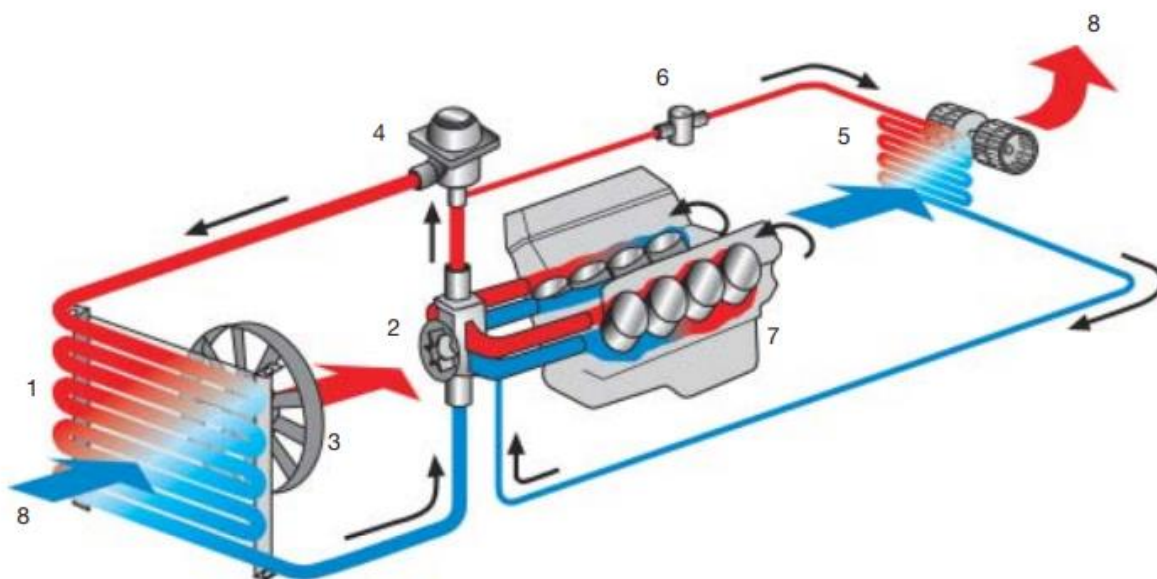


Рисунок 4 – Схема жидкостной системы охлаждения

Как правило, современная система охлаждения двигателя предназначена для поддержания температуры двигателя в заданном диапазоне даже в самых неблагоприятных условиях работы [10, 11, 12, 15-18]. В традиционной конструкции механический насос и вентилятор(ы) радиатора косвенно связаны с коленчатым валом. Термостат на восковой основе монтируется для определения прохода или непрохождения пути потока охлаждающей жидкости через радиатор. Хотя надежность неоднократно демонстрировалась в последние десятилетия, существуют два ограничения. С одной стороны, механическая связь приводит к зависимости работы исполнительных механизмов (насоса и вентиляторов радиатора) от оборотов двигателя, которые невозможно точно контролировать и которые всегда приводят к переохлаждению двигателя. Было исследовано, что переохлаждение ухудшает характеристики двигателя [13, 14, 19-24] и увеличивает трение смазочного масла [25,26,27], что приводит к снижению расхода топлива и увеличению выбросов выхлопных газов. С другой стороны, механические соединения, такие как ремень ГРМ или цепь ГРМ, приводят к ненужным потерям энергии; согласно [28,29,30] примерно 25%

всей энергии, вырабатываемой в процессе сгорания, теряется в системе охлаждения (25% приходится на эффективную мощность, 40% на выхлопные газы и 5% на трение).

#### Выводы по первому разделу

Современные двигатели перешли к новому этапу развития и требуют от систем также повышенную гибкость, что приводит к необходимости создавать и проектировать современные двигатели с электронной системой регулирования жидкостной системы охлаждения.

## 2 Тепловой расчет проектируемого двигателя

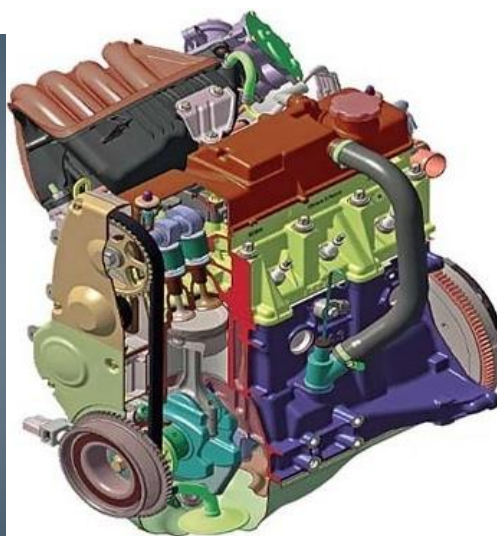
Основные характеристики двигателя с электронным регулированием системы охлаждения на базе серийного двигателя ВА3-11186, принятого для расчета приведены в таблице 1, а общий вид его конструкции на рисунке 5.

Таблица 1 – Геометрические параметры исследуемого двигателя

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение параметра
Диаметр цилиндра, мм	$D$	82
Смещение, мм	$e$	0
Радиус кривошипа, мм	$r$	37,8
Расстояние между осями поршневой и кривошипной головки шатуна, мм	$L$	132,3
Степень сжатия	$n$	10,3
Номинальная частота вращения, $\text{мин}^{-1}$	$n_N$	5400
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	$\lambda$	0,286
Диаметр впускного клапана, мм	$d$	38
Количество клапанов на один цилиндр	$j$	1
Число цилиндров	$i$	4
Тактность	$\tau$	4
Рабочий объем цилиндра, $\text{дм}^3$	$V_h$	0,399
Объем камеры сгорания, $\text{дм}^3$	$V_{\text{КС}}$	0,043
Полный объем цилиндра, $\text{дм}^3$	$V_a$	0,442
Рабочий объем двигателя, $\text{дм}^3$	$V_l$	1,597



а)



б)

Рисунок 5 – Общий вид двигателя ВА3-11186, взятого как базовый для расчета. (а) – фотография двигателя; (б) – 3D модель двигателя

Тепловой расчет производится по методике И.И. Вибе, для двигателя с электронным регулированием системы охлаждения на базе серийного двигателя ВАЗ-11186. Расчет проводился для базового и модернизированного двигателя на режиме внешне скоростной характеристики, а также для модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения на базе серийного двигателя ВАЗ-11186 на режимах 75 и 50% прикрытия дроссельной заслонки. Результаты расчета представлены в виде таблиц и графиков. Исследование проводится на пяти режимах работы при оборотах коленчатого вала 840, 2000, 3800, 5400 и 6000 мин<sup>-1</sup>.

Для удобства анализа регулировочных характеристик представим данные в виде таблицы 2. Коэффициент избытка воздуха принят равным стехиометрическим, так как это обеспечивает оптимальные условия работы трехкомпонентного каталитического нейтрализатора.

Таблица 2 – Регулировочные характеристики базового двигателя

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		840	2000	3800	5400	6000
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	840	2000	3800	5400	6000
Угол опережения зажигания, ° ПКВ	Θ	20	24	28	32	35
Коэффициент избытка воздуха	α	1	1	1	1	1
Температура подогрева заряда в цилиндре ДВС, °С	ΔT <sub>N</sub>	2	2	2	2	2
Давление на впуске (атмосферное), МПа	P <sub>0</sub>	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Температура на впуске (окружающей среды), К	T <sub>0</sub>	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15
Расчетная политропа сжатия	n <sub>p</sub>	1,3768	1,3768	1,3767	1,3767	1,3761
Действительная политропа сжатия	n <sub>д</sub>	1,3657	1,3659	1,3661	1,3662	1,3662
Предполагаемая температура остаточных газов, К	T <sub>г</sub>	1020	1030	1060	1085	1100
Продолжительность горения, ° ПКВ	φ <sub>г</sub>	50	56	62	68	75
Показатель характера сгорания	m	3	3	3	3	3
Коэффициент использования теплоты	δ <sub>i</sub>	0,8	0,81	0,82	0,86	0,83
Коэффициент эффективности сгорания топлива	ξ	0,8	0,81	0,82	0,86	0,83

Для удобства анализа термохимических характеристик бензина представим их в виде таблицы 3. Массовое содержание элементов в бензине взято из [6 и 12]. Тем самым мы получили действительные значения теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания 1 кг топлива равно 14.7, что соответствует действительным значениям, получаемым при экспериментах.

Таблица 3 – Термохимические характеристики топлива (бензин Аи-92)

Название характеристики, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики
Массовое содержание H	H	0,14268
Массовое содержание C	C	0,84132
Массовое содержание O	O	0,004
Массовое содержание S	S	0,005
Массовое содержание N	N	0,007
Массовое содержание H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub> O	0
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	H <sub>u</sub>	43237,518
Теоретически необходимое количество воздуха в кмоль для сгорания 1 кг топлива, кмоль воздуха/кг топлива	L <sub>o</sub>	0,508
Теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания 1 кг топлива, кг воздуха/кг топлива	l <sub>o</sub>	14,700
Количество компонента продуктов сгорания	McO <sub>2</sub> , кмоль CO/кг топлива	0,0701
	MH <sub>2</sub> O, кмоль H <sub>2</sub> O/кг топлива	0,0713
	MN <sub>2</sub> , кмоль N <sub>2</sub> /кг топлива	0,4023
	MO <sub>2</sub> , кмоль O <sub>2</sub> /кг топлива	0
Общее количество продуктов сгорания топлива, кмоль пр. сг./кг топлива	M <sub>2</sub>	0,5438
Коэффициент изменения горючей смеси	μ <sub>0</sub>	1,0525

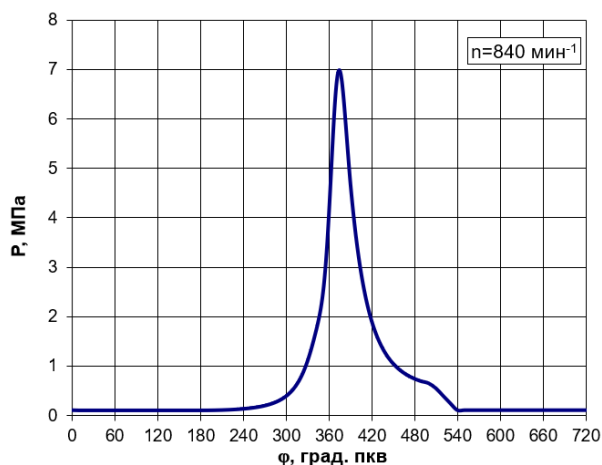
Для удобства расчетов цикла для базового двигателя представим данные в виде таблицы 4.

Таблица 4 – Расчет действительного цикла базового двигателя

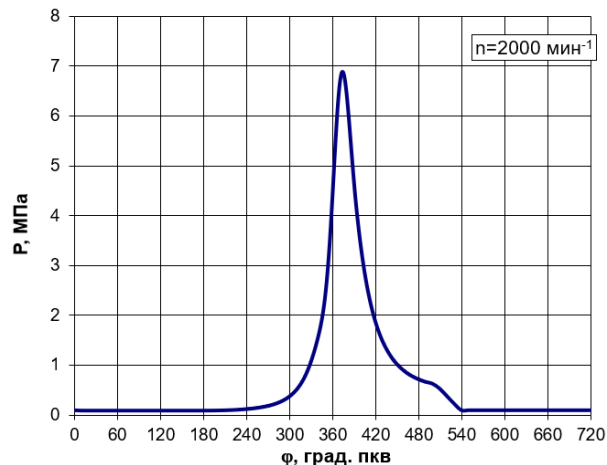
Название параметра	Условное обозначение	Значение характеристики				
		840	2000	3800	5400	6000
Частота вращения	$n$ , мин <sup>-1</sup>	840	2000	3800	5400	6000
Давление остаточных газов	$P_r$ , МПа	0,1039	0,1055	0,1107	0,1180	0,1214
Коэффициент, учитывающий температуру подогрева и номинальную частоту вращения коленчатого вала	$A_T$	0,0471	0,0471	0,0471	0,0471	0,0471
Температура подогрева	$\Delta T_N$ , К	4,6824	4,0000	2,9412	2,0000	1,6471
Удельная газовая постоянная воздуха	$R_v$ , Дж*град/кг	287,1016	287,1016	287,1016	287,1016	287,1016
Плотность заряда на впуске	$\rho_{в}$ , кг/м <sup>3</sup>	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882
Средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы	$\omega_{вп}$ , м/с	16,1028	38,3399	72,8458	103,5177	115,0197
Давление в конце впуска	$P_a$ , МПа	0,0996	0,0983	0,0937	0,0873	0,0843
Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,9322	0,9294	0,8890	0,9299	0,7891
Удельный объем рабочего тела в конце наполнения	$V_a$ , м <sup>3</sup> /кг	0,8834	0,8971	0,9455	1,0147	1,0688
Давление в конце сжатия	$P_c$ , МПа	2,4067	2,3756	2,2665	2,1115	2,0392
Температура в конце сжатия	$T_c$ , К	755,2141	755,2951	759,4344	759,3033	772,3725
Политропа расширения	$n_2$	1,1952	1,2006	1,2060	1,2154	1,2120
Давление рабочего тела в момент воспламенения	$P_y$ , МПа	1,5841	1,3503	1,1055	0,8822	0,7592
Температура рабочего тела в момент воспламенения	$T_y$ , К	675,1977	649,2156	626,5160	600,9274	592,6707
Общая удельная теплота сгорания топлива	$q_z$ , кДж/кг	2129,8866	2155,8671	2177,6680	2284,2440	2189,3149
Давление в процессе сгорания	$E_2$ , МПа	49,6683	49,5024	47,4453	46,3722	42,1977
Степень расширения	$\delta$	5,7545	5,4377	5,1396	4,8603	4,3557
Давление в конце процесса сгорания	$P_z$ , МПа	4,7977	4,4394	3,9576	3,5617	2,8714
Температура в конце процесса сгорания	$T_z$ , К	2564,8434	2544,7126	2529,7347	2583,7231	2448,8939
Давление в конце процесса расширения	$P_b$ , МПа	0,5925	0,5813	0,5496	0,5213	0,4826
Температура в конце процесса расширения	$T_b$ , К	1822,7005	1811,7126	1805,6829	1837,9811	1792,6290
Теоретическая индикаторная работа цикла	$L_t$ , кДж	1,1646	1,1636	1,1538	1,1772	1,1102
Давление механических потерь	$P_m$ , МПа	0,0579	0,0910	0,1422	0,1878	0,2049
Средняя скорость поршня	$C_{п}$ , м/с	2,1168	5,0400	9,5760	13,6080	15,1200
Удельный эффективный расход топлива	$g_e$ , г/кВт*ч	190,0718	197,4843	210,1818	242,3451	238,5741
Эффективная мощность	$N_e$ , кВт	15,6752	35,8125	61,1532	78,8382	75,5090
Часовой расход топлива	$G_T$ , кг/ч	2,9794	7,0724	12,8533	19,1060	18,0145
Крутящий момент	$M_e$ , Н*м	178,1994	170,9922	153,6762	139,4165	120,1763



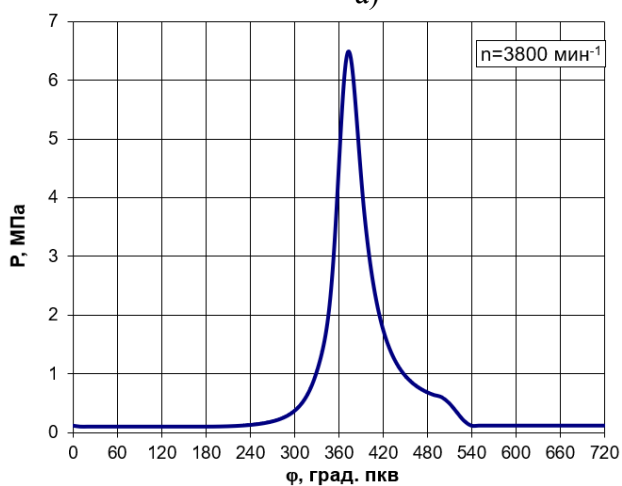
По результатам расчетов построим индикаторные диаграммы в  $P$ - $\phi$  координатах (рисунок 5), в  $P$ - $V$  координатах (рисунок 6) и внешнюю скоростную характеристику (рисунок 7).



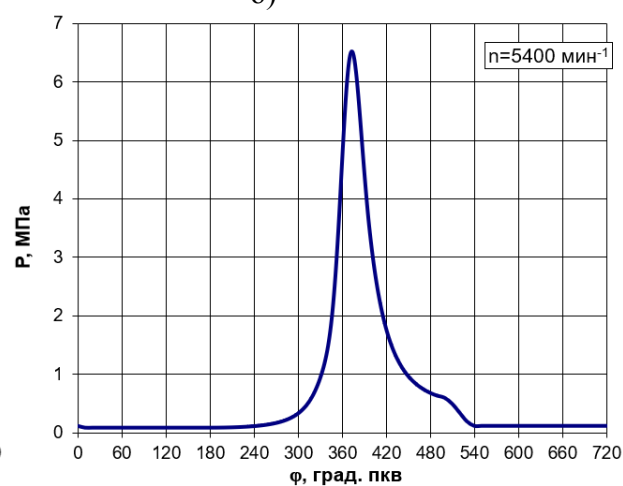
а)



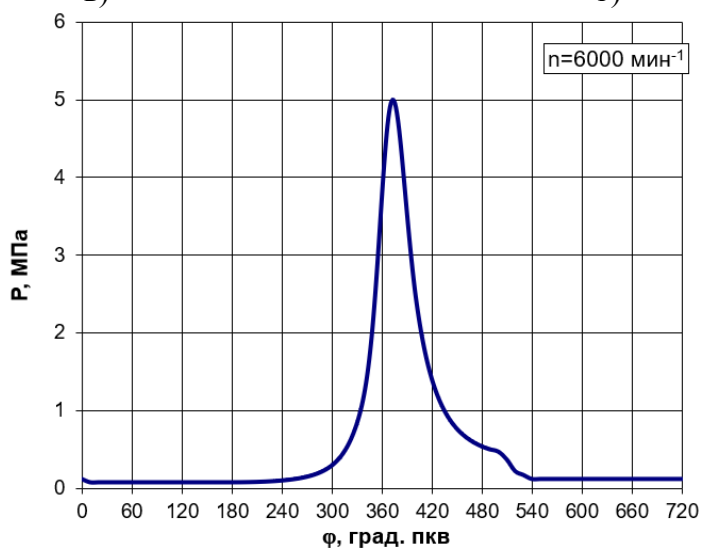
б)



в)



г)



д)

Рисунок 5 – Индикаторные диаграммы в P-ф координатах, для исследуемых частот вращения: (а) 840; (б) 2000; (в) 3800; (г) 5400 и (д) 6000 мин<sup>-1</sup>.

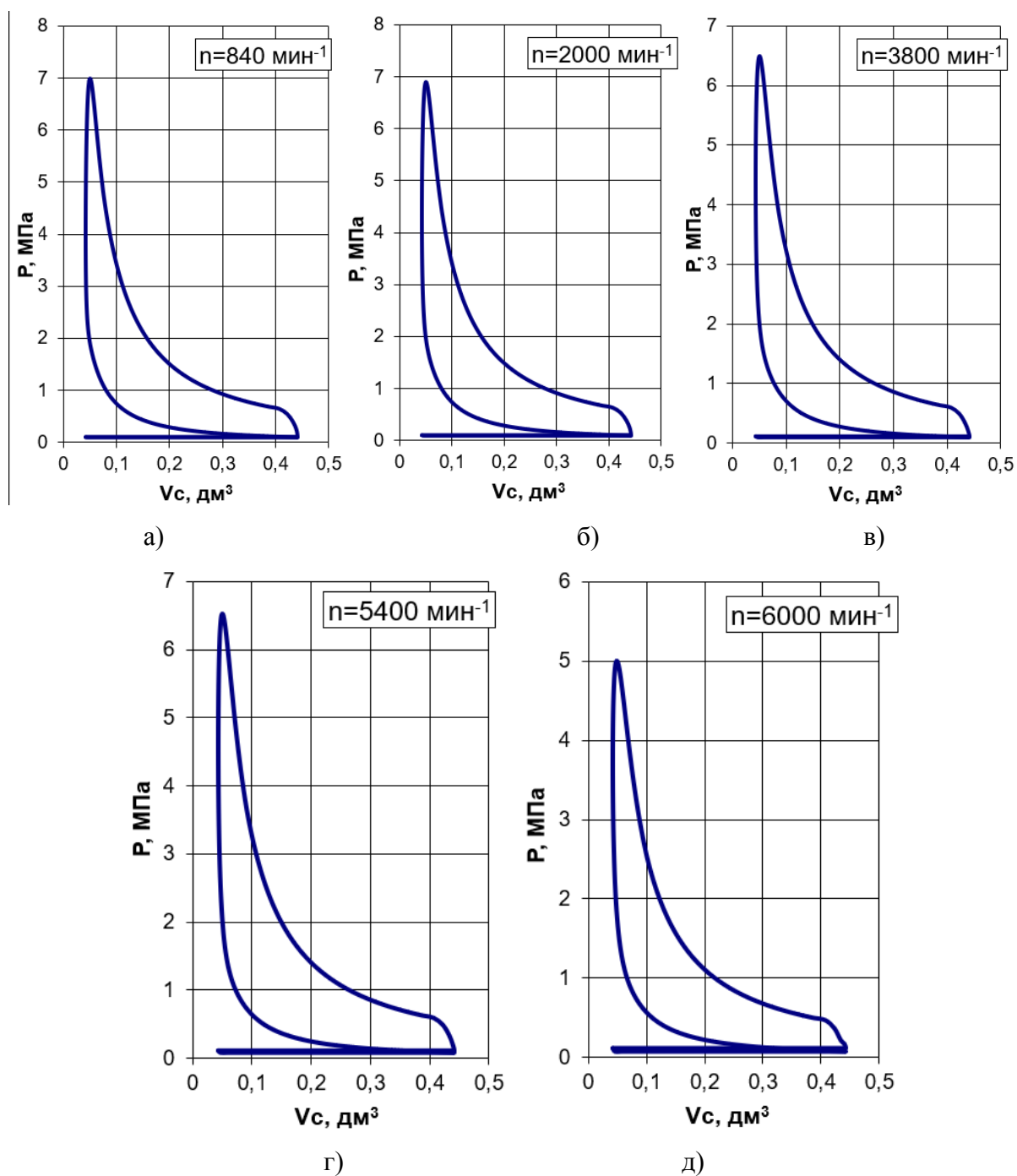


Рисунок 6 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах, для исследуемых частот вращения: (а) 840; (б) 2000; (в) 3800; (г) 5400 и (д) 6000 мин<sup>-1</sup>.

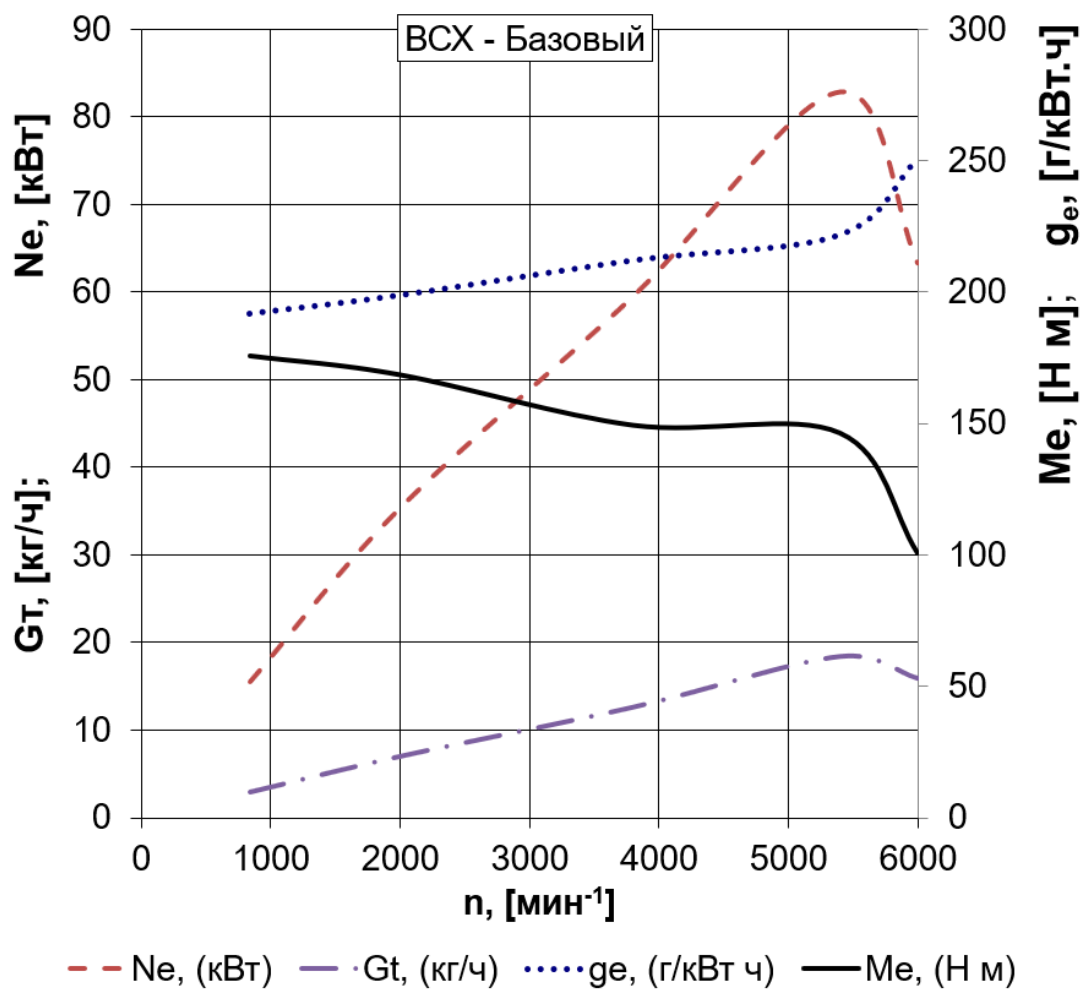


Рисунок 7 – Внешняя скоростная характеристика базового двигателя

Для удобства расчетов теплового баланса двигателя при работе на бензине представим данные в виде таблицы 5.

Таблица 5 – Внешний тепловой баланс базового двигателя

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		840	2000	3800	5400	6000
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	840	2000	3800	5400	6000
Мольная теплоемкость CO <sub>2</sub> в отработавших газах	mc"v <sub>CO<sub>2</sub></sub> , кДж/(кмоль град)	39,95	40,75	40,93	41,1	41,59
Мольная теплоемкость H <sub>2</sub> O в отработавших газах	mc"v <sub>H<sub>2</sub>O</sub> , кДж/(кмоль град)	29,41	29,87	29,97	30,08	30,36
Мольная теплоемкость N <sub>2</sub> в отработавших газах	mc"v <sub>N<sub>2</sub></sub> , кДж/(кмоль град)	22,48	22,69	22,74	22,79	22,92
Мольная теплоемкость O <sub>2</sub> в отработавших газах	mc"v <sub>O<sub>2</sub></sub> , кДж/(кмоль град)	24,21	24,48	24,54	24,6	24,765
Мольная теплоемкость H <sub>2</sub> в отработавших газах	mc"v <sub>H<sub>2</sub></sub> , кДж/(кмоль град)	21,26	21,37	21,39	21,42	21,485
Мольная теплоемкость CO в отработавших газах	mc"v <sub>CO</sub> , кДж/(кмоль град)	22,82	23,05	23,1	23,15	23,29
Средняя мольная теплоемкость в отработавших газах	mc"v, кДж/(кмоль град)	25,73	26,05	26,12	26,2	26,395
Общие количество теплоты, введенное в двигатель с топливом	Q <sub>0</sub> , Дж/с	35784,11	84942,66	154373 ,32	22947 1,63	21636 1,73
Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1 с.	Q <sub>е</sub> , Дж/с	15675,24	35812,53	61153, 15	78838, 17	75509, 02
Теплота, потерянная с отработавшими газами	Q <sub>г</sub> , Дж/с	10600,37	25541,39	48493, 09	74670, 16	71874, 32
Неучтенные потери теплоты	Q <sub>ост.</sub> , Дж/с	775,19	4700,53	2823,2 1	21805, 68	19887, 07
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	Q <sub>в</sub> , Дж/с	8733,31	18888,21	41903, 87	54157, 61	49091, 32
Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1 с., отнесенная к общему количеству теплоты	q <sub>е</sub> , %	43,81	42,16	39,61	34,36	34,90
Теплота, потерянная с отработавшими газами, отнесенная к общему количеству теплоты	q <sub>г</sub> , %	29,62	30,07	31,41	32,54	33,22
Неучтенные потери теплоты, отнесенные к общему количеству теплоты	q <sub>ост.</sub> , %	2,17	5,53	1,83	9,50	9,19
Теплота, передаваемая охлаждающей среде, отнесенная к общему количеству теплоты	q <sub>в</sub> , %	24,41	22,24	27,14	23,60	22,69

На основе расчетов построим диаграмму внешнего теплового баланса базового двигателя (рисунок 8).

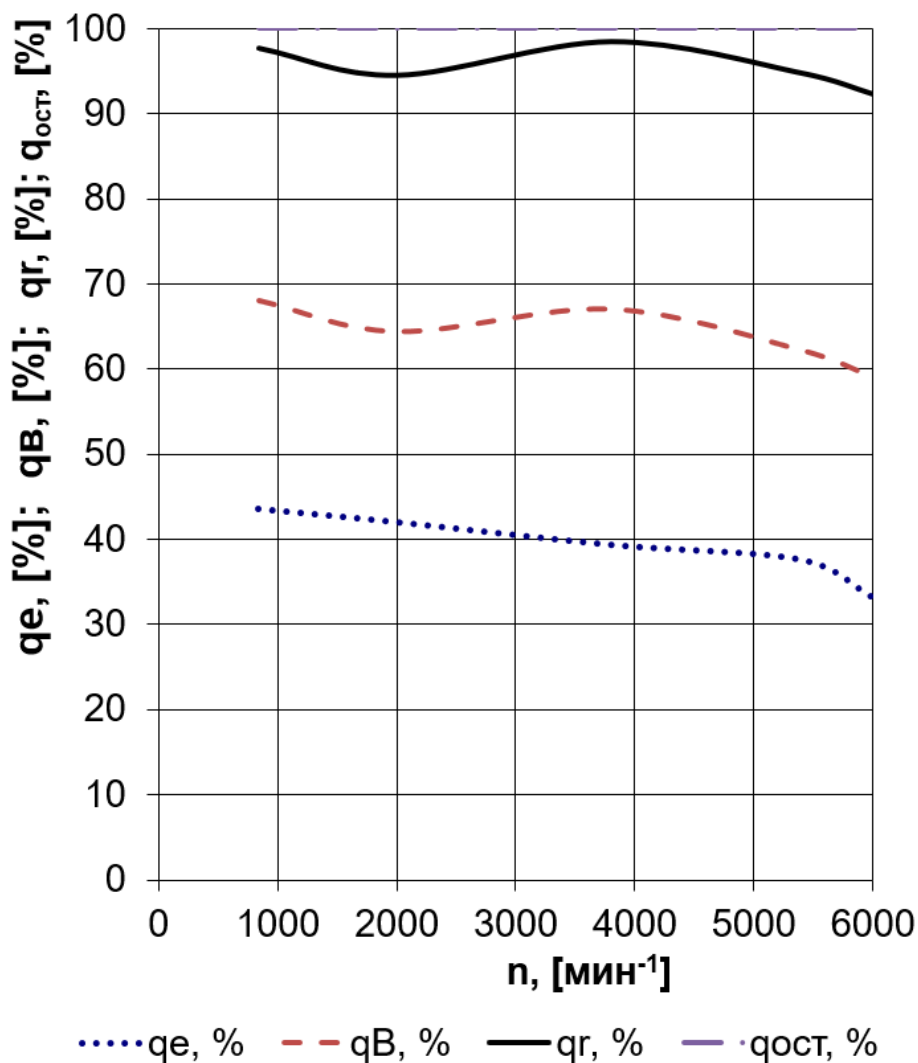


Рисунок 8 – Диаграмма внешнего теплового баланса базового двигателя

Теперь проведем расчет характеристик модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения по методике И.И. Вибе.

Для удобства анализа регулировочных характеристик модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения представим данные в виде таблицы 6.

Таблица 6 – Регулировочные характеристики модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		840	2000	3800	5400	6000
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	840	2000	3800	5400	6000
Угол опережения зажигания, ° ПКВ	Θ	18	22	26	30	32
Коэффициент избытка воздуха	α	1	1	1	1	1
Температура подогрева заряда в цилиндре ДВС, °С	ΔT <sub>N</sub>	2	2	2	2	2
Давление на впуске (атмосферное), МПа	P <sub>0</sub>	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Температура на впуске (окружающей среды), К	T <sub>0</sub>	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15
Расчетная политропа сжатия	n <sub>p</sub>	1,3768	1,3768	1,3766	1,3766	1,3761
Действительная политропа сжатия	n <sub>д</sub>	1,3662	1,3662	1,3665	1,3660	1,3660
Предполагаемая температура остаточных газов, К	T <sub>г</sub>	1050	1055	1090	1120	1140
Продолжительность горения, ° ПКВ	φ <sub>г</sub>	47	53	59	65	71
Показатель характера сгорания	m	3	3	3	3	3
Коэффициент использования теплоты	δ <sub>i</sub>	0,86	0,87	0,9	0,93	0,87
Коэффициент эффективности сгорания топлива	ξ	0,86	0,87	0,9	0,93	0,87

Для удобства расчетов цикла модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения представим данные в виде таблицы 7.

Таблица 7 – Расчет действительного цикла модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения

Название параметра	Условное обозначение	Значение характеристики				
		840	2000	3800	5400	6000
Частота вращения	$n$ , мин <sup>-1</sup>	840	2000	3800	5400	6000
Давление остаточных газов	$P_r$ , МПа	0,1039	0,1055	0,1107	0,1180	0,1214
Коэффициент, учитывающий температуру подогрева и номинальную частоту вращения коленчатого вала	$A_T$	0,0471	0,0471	0,0471	0,0471	0,0471
Температура подогрева	$\Delta T_N$ , К	4,6824	4,0000	2,9412	2,0000	1,6471
Удельная газовая постоянная воздуха	$R_v$ , Дж*град/кг	287,1016	287,1016	287,1016	287,1016	287,1016
Плотность заряда на впуске	$\rho_{в}$ , кг/м <sup>3</sup>	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882
Средняя скорость движения заряда	$\omega_{вп}$ , м/с	16,1028	38,3399	72,8458	103,5177	115,0197
Давление в конце впуска	$P_a$ , МПа	0,0997	0,0983	0,0937	0,0873	0,0843
Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,9334	0,9294	0,8890	0,9299	0,7891
Удельный объем рабочего тела в конце наполнения	$V_a$ , м <sup>3</sup> /кг	0,8853	0,8979	0,9464	1,0159	1,0704
Температура в конце сжатия	$T_c$ , К	756,7480	756,4254	760,8908	759,7934	773,1577
Политропа расширения	$n_p$	1,1980	1,2034	1,2081	0,3953	1,2208
Давление рабочего тела в момент воспламенения	$P_y$ , МПа	1,7013	1,4555	1,1948	0,9528	0,8517
Температура рабочего тела в момент воспламенения	$T_y$ , К	689,1476	663,2093	640,6709	613,9872	611,9703
Общая удельная теплота сгорания топлива	$q_z$ , кДж/кг	2291,8969	2317,4044	2392,4742	2472,9184	2298,2290
Давление в процессе сгорания	$E_2$ , МПа	53,3311	53,1692	52,0741	50,1467	44,2314
Степень расширения	$\delta$	5,9199	5,5937	5,2863	77,0000	4,4753
Давление в конце процесса сгорания	$P_z$ , МПа	5,2365	4,8448	4,3871	0,2593	3,0719
Температура в конце процесса сгорания	$T_z$ , К	2720,1754	2701,3271	2728,7230	74,0000	2553,2300
Давление в конце процесса расширения	$P_b$ , МПа	0,6220	0,6102	0,5869	80,0000	0,4930
Температура в конце процесса расширения	$T_b$ , К	1912,7163	1903,1238	1929,7175	50,0000	1833,8715
Теоретическая индикаторная работа цикла	$L_T$ , кДж	1,2460	1,2442	1,2607	1,2731	1,1591
Эффективный КПД	$\eta_e$	0,4683	0,4524	0,4367	0,3759	0,3670
Удельный эффективный расход топлива	$g_e$ , г/кВт*ч	177,7994	184,0438	190,6521	221,5155	226,8463
Эффективная мощность	$N_e$ , кВт	16,7775	38,4279	67,4174	86,2515	79,4128
Часовой расход топлива	$G_T$ , кг/ч	2,9830	7,0724	12,8533	19,1060	18,0145
Крутящий момент	$M_e$ , Н*м	190,7300	183,4796	169,4182	152,5261	126,3894
Давление механических потерь	$P_m$ , МПа	0,0579	0,0910	0,1422	0,1878	0,2049
Механический КПД	$\eta_m$	0,9628	0,9407	0,9036	0,8647	0,8292

По результатам расчетов построим индикаторные диаграммы в Р-φ координатах (рисунок 9), в Р-V координатах (рисунок 10) и внешнюю скоростную характеристику (рисунок 11) для модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения.

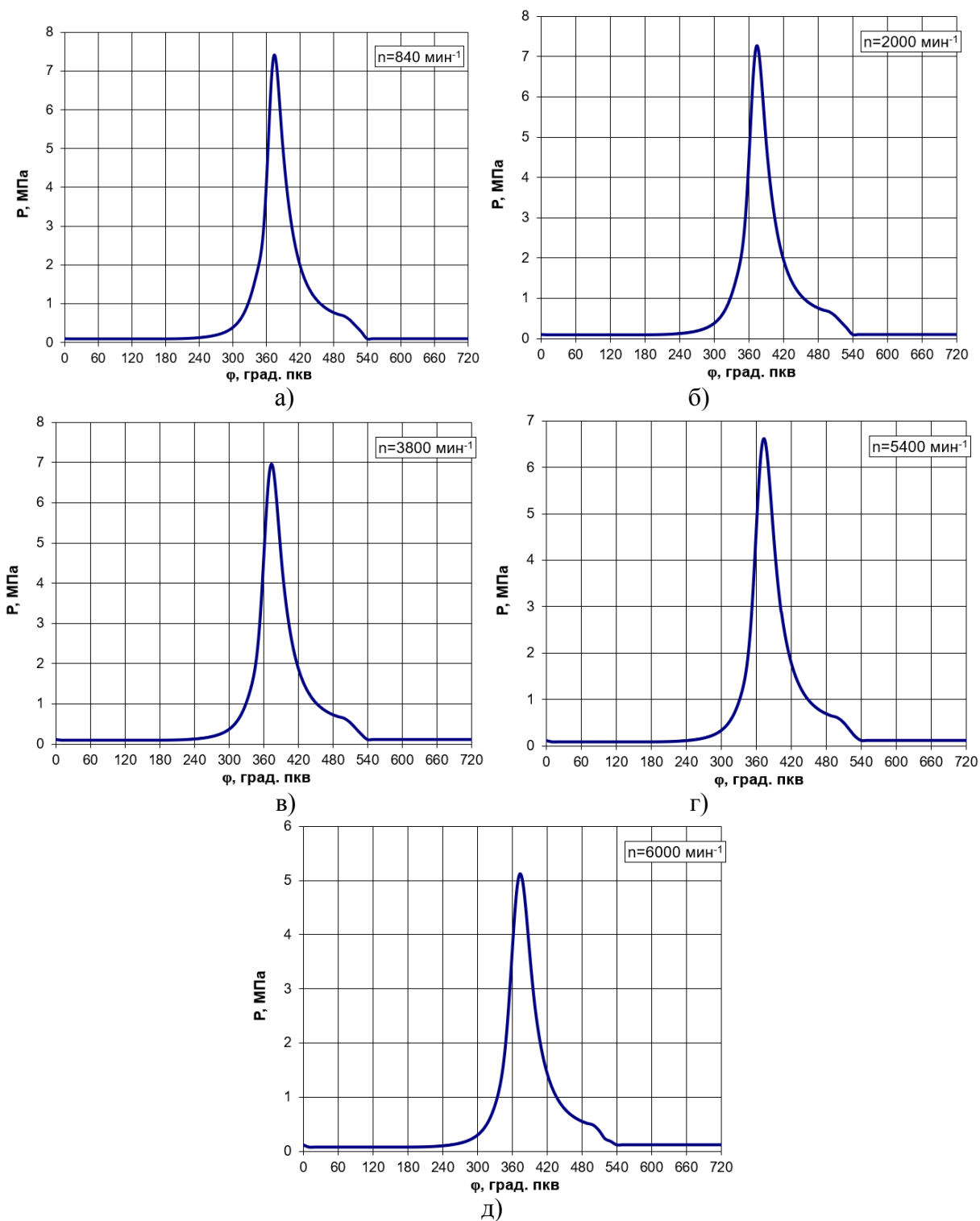


Рисунок 9 – Индикаторные диаграммы в Р-φ координатах, для модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения: (а) 840; (б) 2000; (в) 3800; (г) 5400 и (д) 6000  $\text{мин}^{-1}$ .



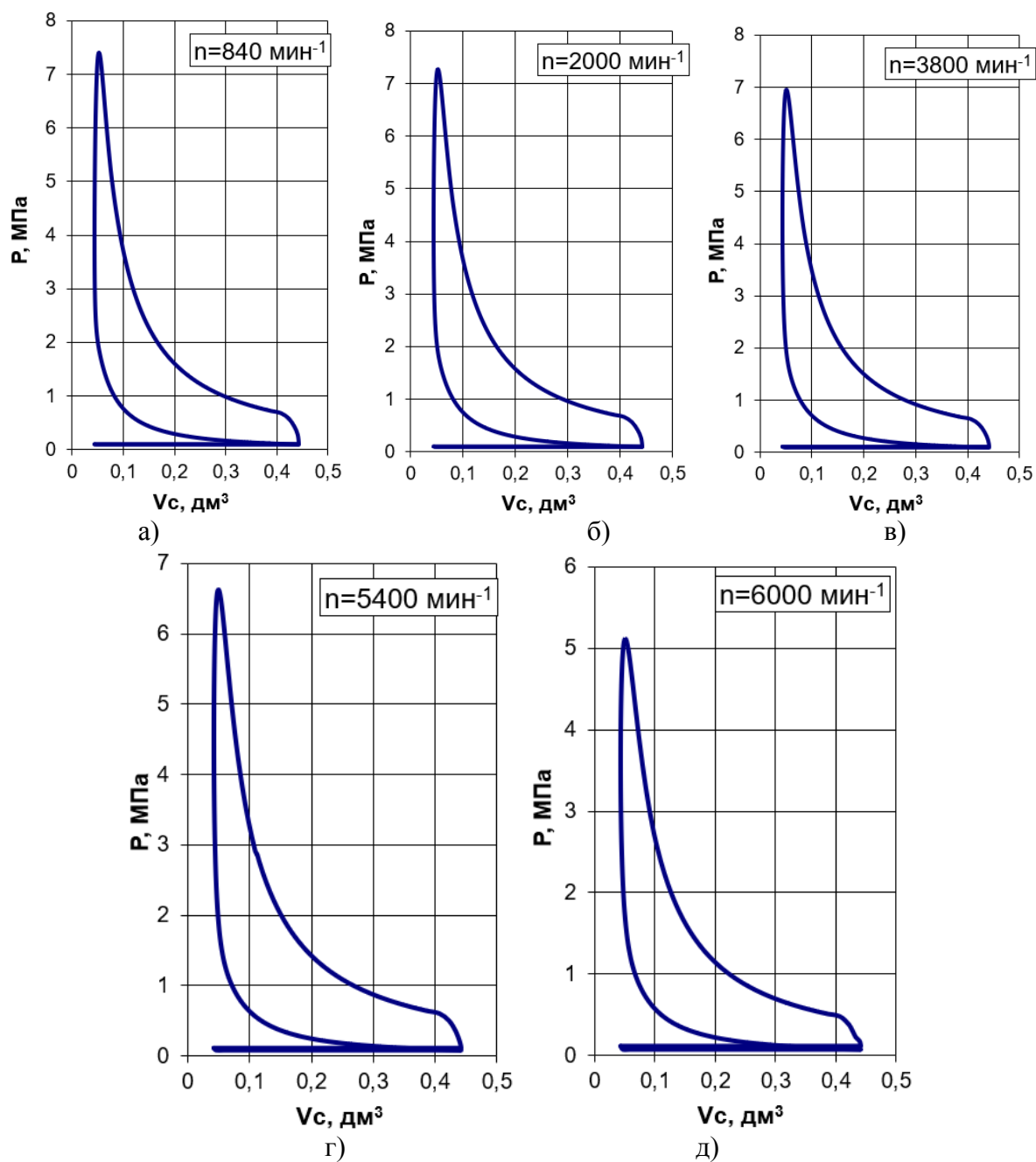


Рисунок 10 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах, для модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения: (а) 840; (б) 2000; (в) 3800; (г) 5400 и (д) 6000 мин<sup>-1</sup>.

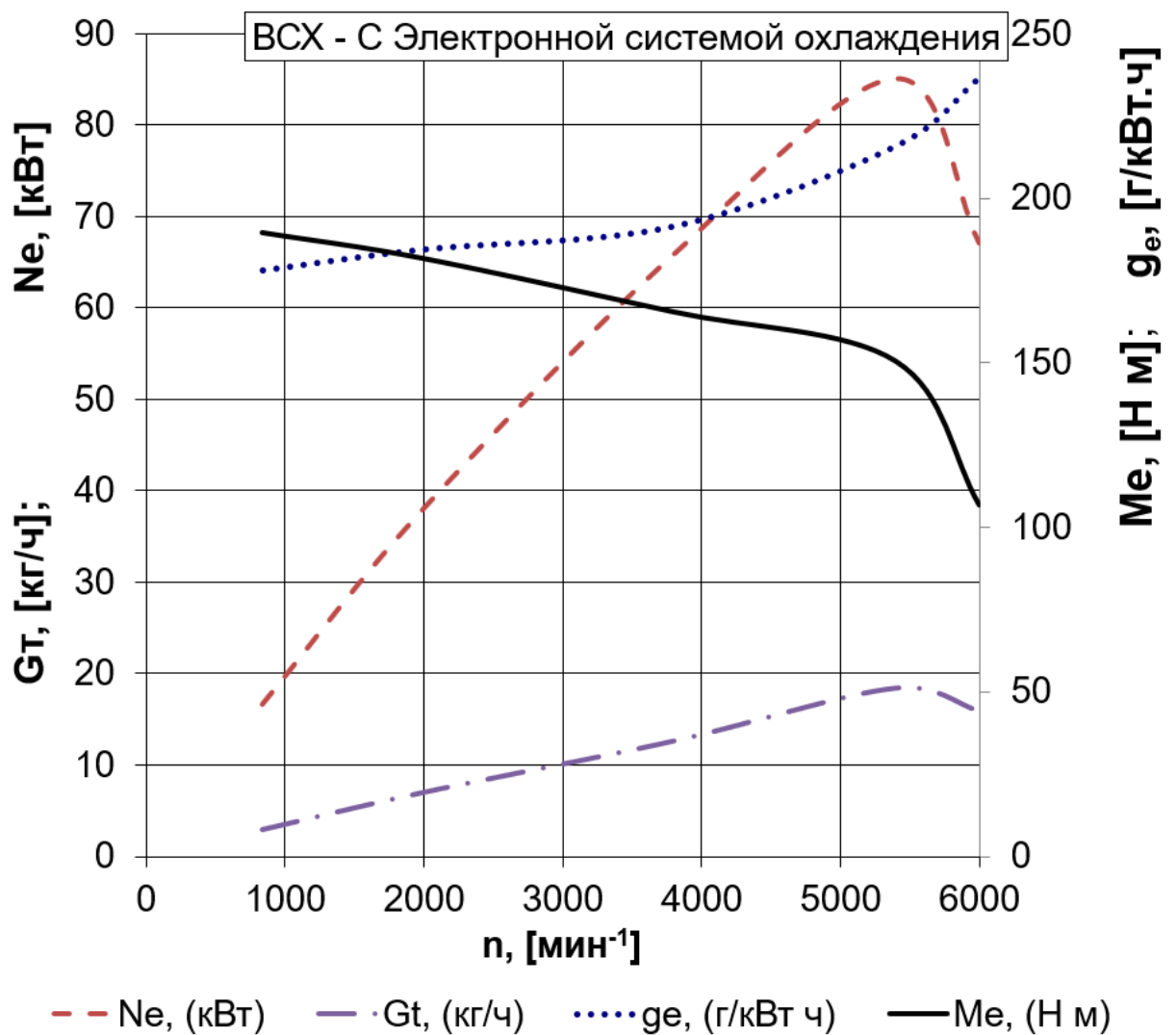


Рисунок 11 – Внешняя скоростная характеристика модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения

Для удобства расчетов теплового баланса модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения представим данные в виде таблицы 8.

Таблица 8 – Внешний тепловой баланс модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		840	2000	3800	5400	6000
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	840	2000	3800	5400	6000
Мольная теплоемкость CO <sub>2</sub> в отработавших газах	mc <sup>"</sup> v <sub>CO<sub>2</sub></sub> , кДж/(кмоль град)	39,95	40,75	40,93	41,1	41,59
Мольная теплоемкость H <sub>2</sub> O в отработавших газах	mc <sup>"</sup> v <sub>H<sub>2</sub>O</sub> , кДж/(кмоль град)	29,41	29,87	29,97	30,08	30,36
Мольная теплоемкость N <sub>2</sub> в отработавших газах	mc <sup>"</sup> v <sub>N<sub>2</sub></sub> , кДж/(кмоль град)	22,48	22,69	22,74	22,79	22,92
Мольная теплоемкость O <sub>2</sub> в отработавших газах	mc <sup>"</sup> v <sub>O<sub>2</sub></sub> , кДж/(кмоль град)	24,21	24,48	24,54	24,6	24,765
Мольная теплоемкость H <sub>2</sub> в отработавших газах	mc <sup>"</sup> v <sub>H<sub>2</sub></sub> , кДж/(кмоль град)	21,26	21,37	21,39	21,42	21,485
Мольная теплоемкость CO в отработавших газах	mc <sup>"</sup> v <sub>CO</sub> , кДж/(кмоль град)	22,82	23,05	23,1	23,15	23,29
Средняя мольная теплоемкость в отработавших газах	mc <sup>"</sup> v, кДж/(кмоль град)	25,73	26,05	26,12	26,2	26,395
Общие количество теплоты, введенное в двигатель с топливом	Q <sub>о</sub> , Дж/с	35827,42	84942,66	154373,32	22947,63	21636,73
Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1 с.	Q <sub>е</sub> , Дж/с	16777,49	38427,88	67417,45	86251,48	79412,79
Теплота, потерянная с отработавшими газами	Q <sub>г</sub> , Дж/с	11094,84	26495,19	50588,26	78325,88	75828,58
Неучтенные потери теплоты	Q <sub>ост.</sub> , Дж/с	479,26	1131,38	6575,19	10736,66	12029,04
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	Q <sub>в</sub> , Дж/с	7475,83	18888,21	29792,43	54157,61	49091,32
Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1 с., отнесенная к общему количеству теплоты	q <sub>е</sub> , %	46,83	45,24	43,67	37,59	36,70
Теплота, потерянная с отработавшими газами, отнесенная к общему количеству теплоты	q <sub>г.</sub> , %	30,97	31,19	32,77	34,13	35,05
Неучтенные потери теплоты, отнесенные к общему количеству теплоты	q <sub>ост.</sub> , %	1,34	1,33	4,26	4,68	5,56
Теплота, передаваемая охлаждающей среде, отнесенная к общему количеству теплоты	q <sub>в.</sub> , %	20,87	22,24	19,30	23,60	22,69

На основе расчетов построим диаграмму внешнего теплового баланса модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения (рисунок 12).

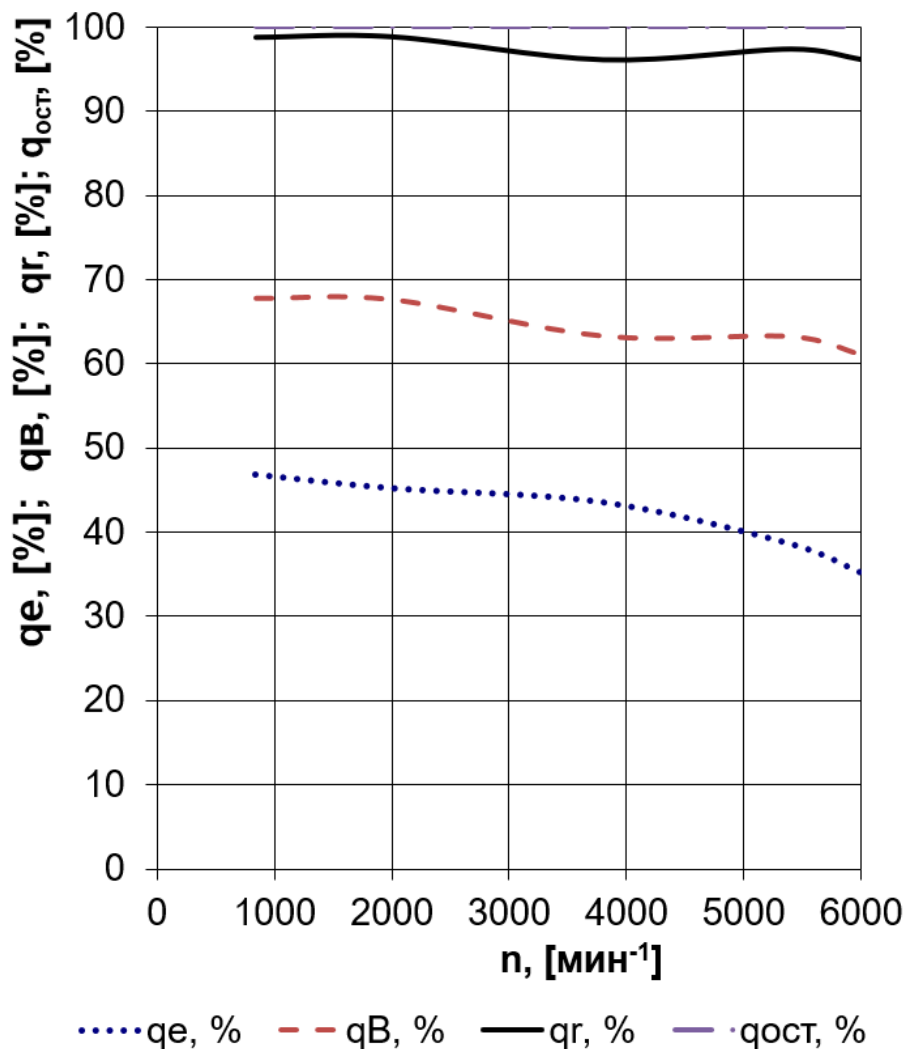


Рисунок 12 – Диаграмма внешнего теплового баланса модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения

Теперь проведем расчет характеристик модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения при дросселировании (75% открытия дроссельной заслонкой) по методике И.И. Вибе.

Для удобства анализа регулировочных характеристик модернизированного двигателя с электронным регулированием системы

охлаждения при дросселировании (75% открытия дроссельной заслонкой) представим данные в виде таблицы 9.

Таблица 9 – Регулировочные характеристики двигателя при дросселировании (75% открытия дроссельной заслонкой)

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	840	2000	3800	5400	6000
Угол опережения зажигания, ° ПКВ	Θ	26	30	32	34	40
Коэффициент избытка воздуха	α	1	1	1	1	1
Температура подогрева заряда в цилиндре ДВС, °С	ΔT <sub>N</sub>	5	5	5	5	5
Давление на впуске (атмосферное), МПа	P <sub>0</sub>	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Температура на впуске (окружающей среды), К	T <sub>0</sub>	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15
Расчетная политропа сжатия	n <sub>p</sub>	1,3760	1,3760	1,3755	1,3745	1,3746
Действительная политропа сжатия	n <sub>д</sub>	1,3650	1,3635	1,3630	1,3630	1,3623
Предполагаемая температура остаточных газов, К	T <sub>г</sub>	1060	1080	1100	1100	1150
Продолжительность горения, ° ПКВ	φ <sub>г</sub>	54	60	65	72	80
Показатель характера сгорания	m	3	3	3	3	3
Коэффициент выделения теплоты	d	1	1	1	1	1
Коэффициент использования теплоты	δ <sub>i</sub>	0,8	0,8	0,8	0,93	0,8
Коэффициент эффективности сгорания топлива	ξ	0,8	0,8	0,8	0,81	0,8

Для удобства расчетов цикла модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения представим данные в виде таблицы 10.

Таблица 10 – Расчет действительного цикла двигателя при дросселировании (75% открытия дроссельной заслонкой)

Название параметра	Условное обозначение	Значение характеристики				
		840	2000	3800	5400	6000
Частота вращения	$n$ , мин <sup>-1</sup>	840	2000	3800	5400	6000
Давление остаточных газов	$P_r$ , МПа	0,1039	0,1055	0,1107	0,1180	0,1214
Коэффициент, температура подогрева	$A_T$	0,1176	0,1176	0,1176	0,1176	0,1176
Температура подогрева	$\Delta T_N$ , К	11,7059	10,0000	7,3529	5,0000	4,1176
Удельная газовая постоянная воздуха	$R_b$ , Дж*град/кг	287,1016	287,1016	287,1016	287,1016	287,1016
Плотность заряда на впуске	$\rho_{вв}$ , кг/м <sup>3</sup>	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882
Средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы	$\omega_{вп}$ , м/с	64,4110	106,4997	148,6649	184,0315	179,7182
Давление в конце впуска	$P_a$ , МПа	0,0931	0,0865	0,0737	0,0598	0,0616
Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,6189	0,5719	0,4764	0,3682	0,3810
Удельный объем рабочего тела в конце наполнения	$V_a$ , м <sup>3</sup> /кг	0,9721	1,0492	1,2487	1,5889	1,5400
Температура в конце сжатия	$T_c$ , К	773,8387	773,5184	783,6630	808,1041	806,3476
Политропа расширения	$np$	1,2001	1,2059	1,2119	0,3357	1,2238
Удельный объем рабочего тела	$V_y$ , м <sup>3</sup> /кг	0,1509	0,1823	0,2296	0,3091	0,3536
Давление рабочего тела в момент воспламенения	$P_y$ , МПа	1,1839	0,9406	0,7414	0,5564	0,4574
Температура рабочего тела в момент воспламенения	$T_y$ , К	652,0318	625,9888	621,4753	627,8783	590,3401
Общая удельная теплота сгорания топлива	$q_z$ , кДж/кг	2128,8493	2123,1950	2105,1117	2096,0090	2076,2799
Давление в процессе сгорания	$E_2$ , МПа	45,1128	41,6866	34,7285	27,1751	27,7742
Степень расширения	$\delta$	6,0897	5,7545	5,2863	77,0000	4,3557
Давление в конце процесса сгорания	$P_z$ , МПа	4,6926	4,0456	3,0466	0,3648	1,9351
Температура в конце процесса сгорания	$T_z$ , К	2601,9987	2562,5540	2501,1050	74,0000	2379,3015
Давление в конце процесса расширения	$P_b$ , МПа	0,5368	0,4904	0,4050	80,0000	0,3196
Температура в конце процесса расширения	$T_b$ , К	1812,6688	1787,4031	1757,5721	46,0000	1711,7569
Теоретическая индикаторная работа цикла	$L_T$ , кДж	1,1633	1,1381	1,0900	1,0175	0,9980
Удельный индикаторный расход топлива	$g_i$ , г/кВт*ч	133,4978	136,0919	140,8864	148,4176	151,7686
Давление механических потерь	$P_m$ , МПа	0,1140	0,1485	0,2020	0,2496	0,2049
Механический КПД	$\eta_m$	0,9140	0,8764	0,7911	0,6481	0,6274
Эффективный КПД	$\eta_e$	0,5701	0,5362	0,4675	0,3636	0,3442
Удельный эффективный расход топлива	$g_e$ , г/кВт*ч	146,0583	155,2825	178,0973	228,9969	241,8913
Эффективная мощность	$N_e$ , кВт	13,5421	28,0244	38,6763	33,0349	35,9588
Часовой расход топлива	$G_T$ , кг/ч	1,9779	4,3517	6,8881	7,5649	8,6981
Крутящий момент	$M_e$ , Н*м	153,9494	133,8067	97,1925	58,4186	57,2301

По результатам расчетов построим индикаторные диаграммы в P-φ координатах (рисунок 13), в P-V координатах (рисунок 14) и внешнюю скоростную характеристику (рисунок 15) для двигателя при дросселировании (75% открытия дроссельной заслонкой).

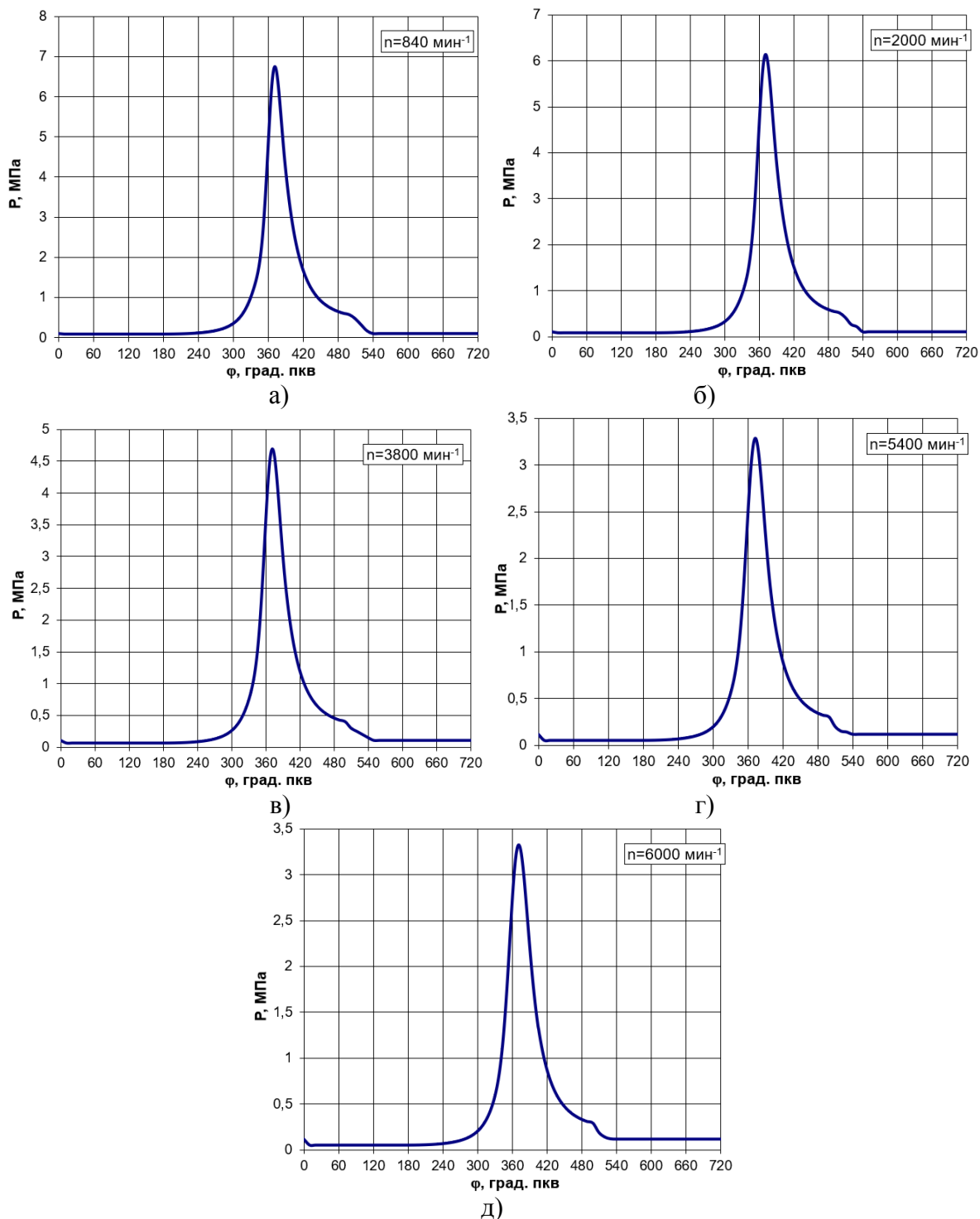


Рисунок 13 – Индикаторные диаграммы в P-φ координатах, для двигателя при дросселировании (75% открытия дроссельной заслонкой): (а) 840; (б) 2000; (в) 3800; (г) 5400 и (д) 6000  $\text{мин}^{-1}$ .

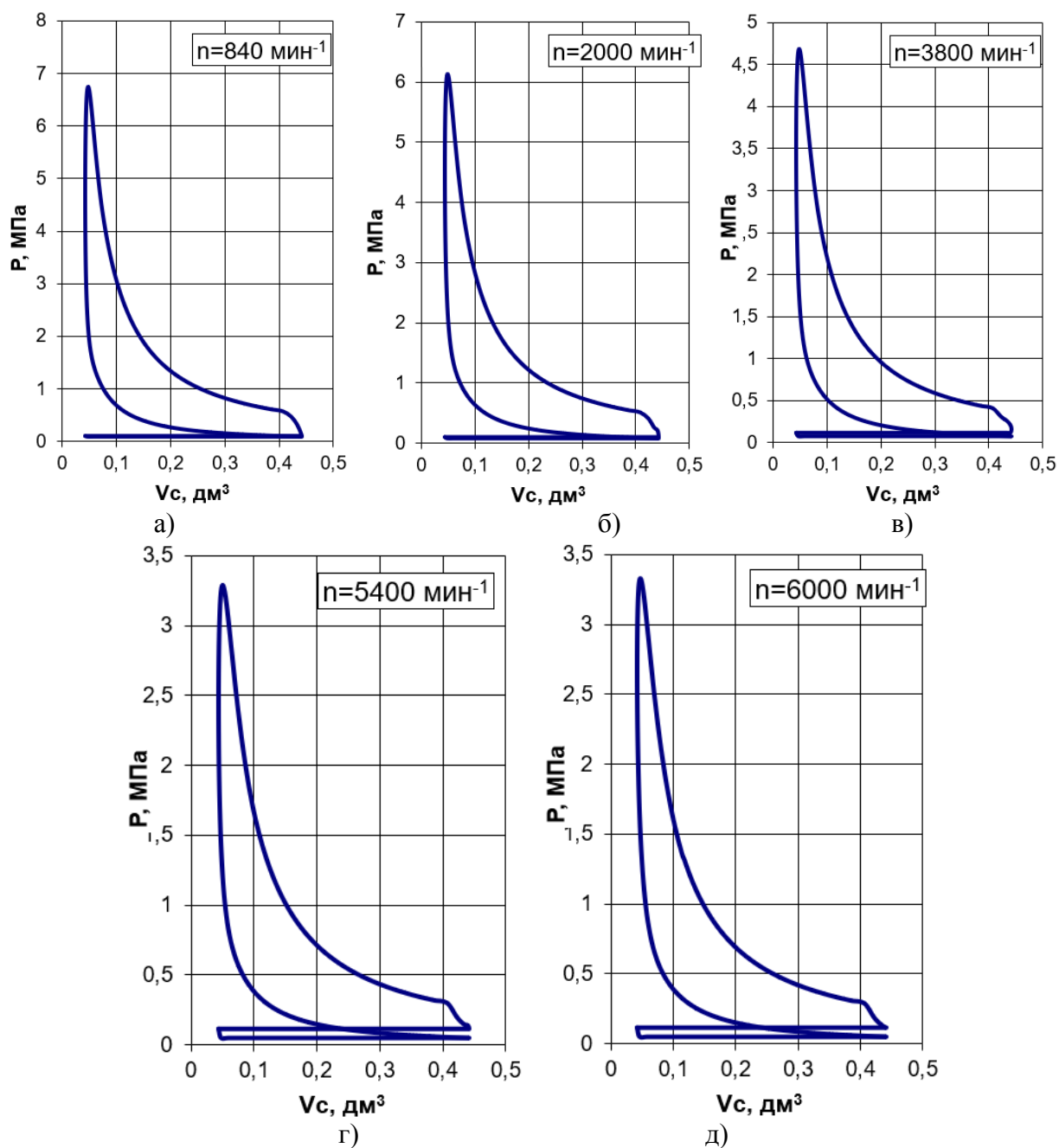


Рисунок 14 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах, для двигателя при дросселировании (75% открытия дроссельной заслонкой): (а) 840; (б) 2000; (в) 3800; (г) 5400 и (д) 6000 мин<sup>-1</sup>.



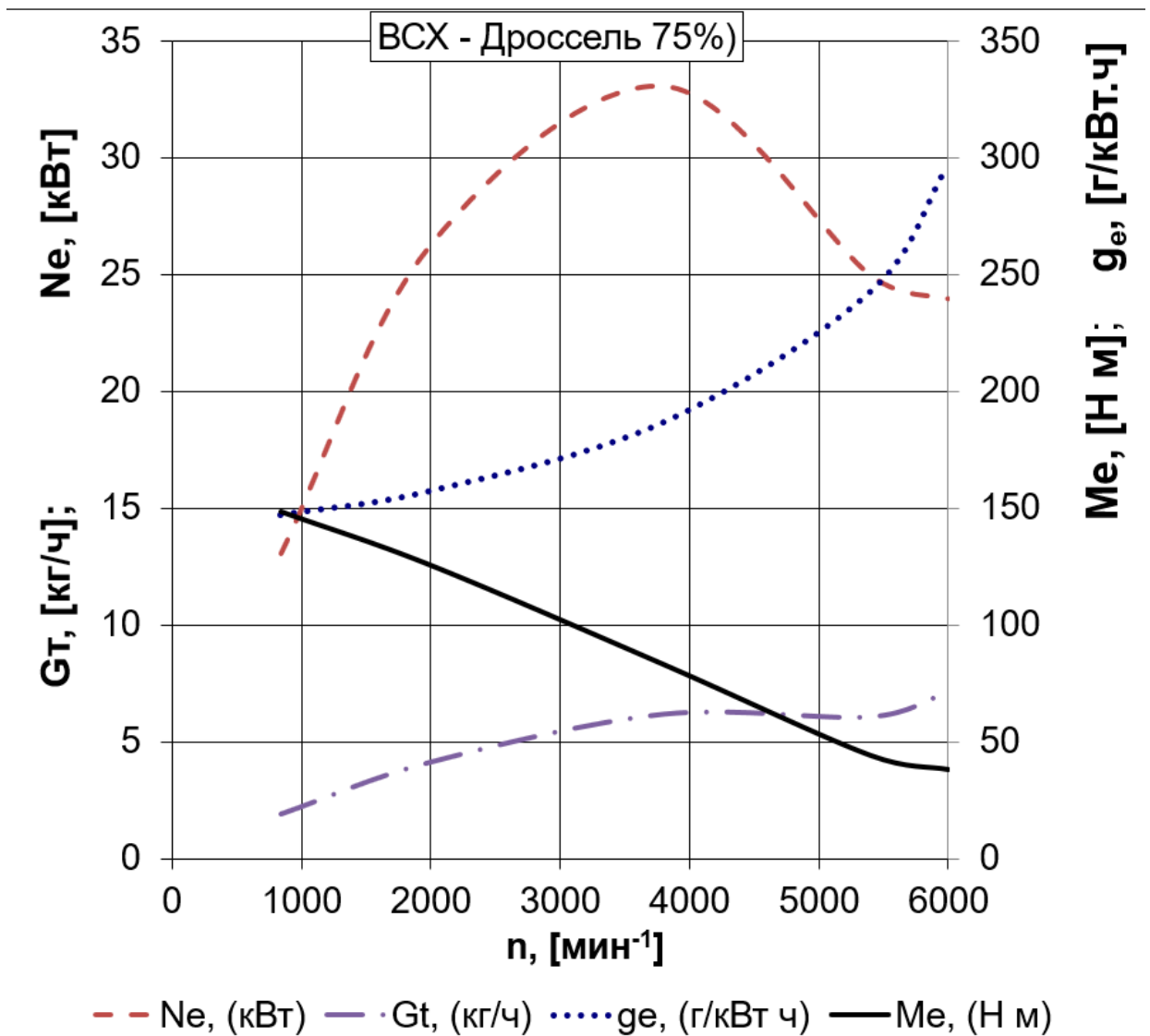


Рисунок 15 – Внешняя скоростная характеристика двигателя при дросселировании (75% открытия дроссельной заслонкой)

Для удобства расчетов теплового баланса модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения двигателя при дросселировании (75% открытия дроссельной заслонкой) представим данные в виде таблицы 11.

Таблица 11 – Внешний тепловой баланс модернизированного двигателя при дросселировании (75% открытия дроссельной заслонкой)

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		840	2000	3800	5400	6000
Частота вращения, $\text{мин}^{-1}$	$n$	840	2000	3800	5400	6000
Мольная теплоемкость $\text{CO}_2$ в отработавших газах	$m_c \cdot \nu_{\text{CO}_2}$ , $\text{кДж}/(\text{кмоль}$ $\text{град})$	39,95	40,75	40,93	41,1	41,59
Мольная теплоемкость $\text{H}_2\text{O}$ в отработавших газах	$m_c \cdot \nu_{\text{H}_2\text{O}}$ , $\text{кДж}/(\text{кмоль}$ $\text{град})$	29,41	29,87	29,97	30,08	30,36
Мольная теплоемкость $\text{N}_2$ в отработавших газах	$m_c \cdot \nu_{\text{N}_2}$ , $\text{кДж}/(\text{кмоль}$ $\text{град})$	22,48	22,69	22,74	22,79	22,92
Мольная теплоемкость $\text{O}_2$ в отработавших газах	$m_c \cdot \nu_{\text{O}_2}$ , $\text{кДж}/(\text{кмоль}$ $\text{град})$	24,21	24,48	24,54	24,6	24,765
Мольная теплоемкость $\text{H}_2$ в отработавших газах	$m_c \cdot \nu_{\text{H}_2}$ , $\text{кДж}/(\text{кмоль}$ $\text{град})$	21,26	21,37	21,39	21,42	21,485
Мольная теплоемкость $\text{CO}$ в отработавших газах	$m_c \cdot \nu_{\text{CO}}$ , $\text{кДж}/(\text{кмоль}$ $\text{град})$	22,82	23,05	23,1	23,15	23,29
Средняя мольная теплоемкость в отработавших газах	$m_c \cdot \nu$ , $\text{кДж}/(\text{кмоль}$ $\text{град})$	25,73	26,05	26,12	26,2	26,395
Общие количество теплоты, введенное в двигатель с топливом	$Q_o$ , Дж/с	23755,84	52265,78	82729, 53	90857, 65	10446 7,97
Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1 с.	$Q_e$ , Дж/с	13542,10	28024,42	38676, 30	33034, 94	35958, 75
Теплота, потерянная с отработавшими газами	$Q_g$ , Дж/с	6785,46	15357,15	24989, 37	27444, 55	33723, 47
Неучтенные потери теплоты	$Q_{\text{ост.}}$ , Дж/с	486,94	571,21	1203,7 8	3384,6 8	5756,8 0
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	$Q_b$ , Дж/с	2941,34	8313,00	17860, 09	26993, 47	29028, 95
Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1 с., отнесенная к общему количеству теплоты	$\eta_e$ , %	57,01	53,62	46,75	36,36	34,42
Теплота, потерянная с отработавшими газами, отнесенная к общему количеству теплоты	$\eta_g$ , %	28,56	29,38	30,21	30,21	32,28
Неучтенные потери теплоты, отнесенные к общему количеству теплоты	$\eta_{\text{ост.}}$ , %	2,05	1,09	1,46	3,73	5,51
Теплота, передаваемая охлаждающей среде, отнесенная к общему количеству теплоты	$\eta_b$ , %	12,38	15,91	21,59	29,71	27,79

На основе расчетов построим диаграмму внешнего теплового баланса модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения при дросселировании (75% открытия дроссельной заслонкой) (рисунок 16).

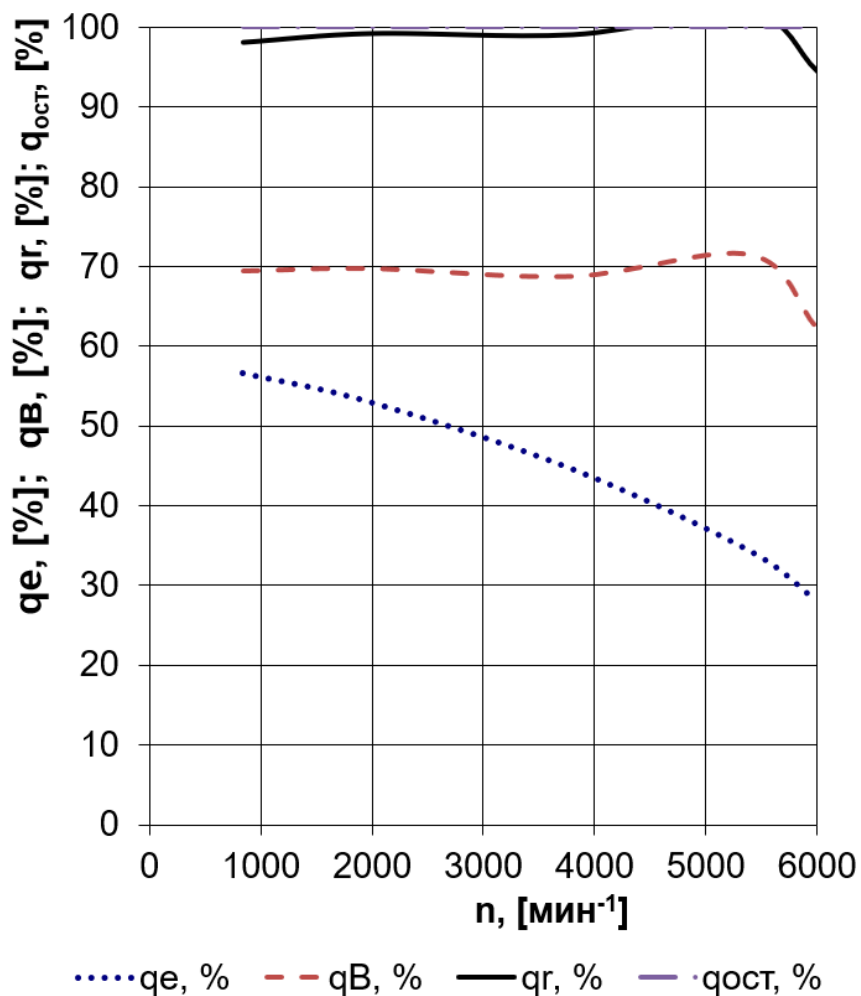


Рисунок 16 – Диаграмма внешнего теплового баланса двигателя при дросселировании (75% открытия дроссельной заслонкой)

Теперь проведем расчет характеристик модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения при дросселировании (50% открытия дроссельной заслонкой) по методике И.И. Вибе.

Для удобства анализа регулировочных характеристик модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения представим данные в виде таблицы 12.

Таблица 12 – Регулировочные характеристики двигателя при дросселировании (50% открытия дроссельной заслонкой)

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		840	2000	3800	5400	6000
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	840	2000	3800	5400	6000
Угол опережения зажигания, ° ПКВ	Θ	28	32	32	35	40
Коэффициент избытка воздуха	α	1	1	1	1	1
Температура подогрева заряда в цилиндре ДВС, °С	ΔT <sub>N</sub>	10	10	2	5	10
Давление на впуске (атмосферное), МПа	P <sub>o</sub>	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Температура на впуске (окружающей среды), К	T <sub>o</sub>	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15
Расчетная политропа сжатия	n <sub>p</sub>	1,3746	1,3742	1,3729	1,3731	1,3729
Действительная политропа сжатия	n <sub>д</sub>	1,3641	1,3630	1,3630	1,3660	1,3610
Предполагаемая температура остаточных газов, К	T <sub>г</sub>	1020	1060	1060	1080	1100
Продолжительность горения, ° ПКВ	φ <sub>г</sub>	60	66	70	78	86
Показатель характера сгорания	m	3	3	3	3	3
Коэффициент использования теплоты	δ <sub>i</sub>	0,75	0,75	0,75	0,79	0,75
Коэффициент эффективности сгорания топлива	ξ	0,75	0,75	0,75	0,79	0,75

Для удобства расчетов цикла модернизированного двигателя с электронным регулированием при дросселировании (50% открытия дроссельной заслонкой) представим данные в виде таблицы 13.

Таблица 13 – Расчет действительного цикла двигателя при дросселировании (50% открытия дроссельной заслонкой)

Название параметра	Условное обозначение	Значение характеристики				
		840	2000	3800	5400	6000
Частота вращения	$n$ , мин <sup>-1</sup>	840	2000	3800	5400	6000
Давление остаточных газов	$P_r$ , МПа	0,1039	0,1055	0,1107	0,1180	0,1214
Коэффициент, температурь подогрева	$A_T$	0,2353	0,2353	0,2353	0,1176	0,2353
Температура подогрева	$\Delta T_N$ , К	23,4118	20,0000	14,7059	5,0000	8,2353
Удельная газовая постоянная воздуха	$R_b$ , Дж*град/кг	287,1016	287,1016	287,1016	287,1016	287,1016
Плотность заряда на впуске	$\rho_{вв}$ , кг/м <sup>3</sup>	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882
Средняя скорость движения заряда	$\omega_{вп}$ , м/с	100,6422	153,3595	202,3494	211,2606	204,4794
Давление в конце впуска	$P_a$ , МПа	0,0880	0,0721	0,0514	0,0470	0,0503
Коэффициент наполнения	$\eta_V$	0,7627	0,6185	0,4174	0,3867	0,4097
Температура в конце впуска	$T_a$ , К	344,9667	349,2026	362,8304	362,0822	363,8907
Удельный объем рабочего тела в конце наполнения	$V_a$ , м <sup>3</sup> /кг	1,0744	1,3277	1,9358	2,1119	1,9811
Температура в конце сжатия	$T_c$ , К	806,4012	814,2117	845,9868	838,3562	844,5108
Политропа расширения	$np$	1,2027	1,2085	1,2081	0,3214	1,2269
Давление рабочего тела в момент воспламенения	$P_y$ , МПа	1,0341	0,7245	0,5163	0,4189	0,3728
Температура рабочего тела в момент воспламенения	$T_y$ , К	665,9621	645,7016	670,9005	646,1934	618,9722
Общая удельная теплота сгорания топлива	$q_z$ , кДж/кг	1982,1040	1965,8015	1914,5405	1997,7645	1903,8475
Давление в процессе сгорания	$E_2$ , МПа	38,0046	30,5004	20,3742	19,4870	19,7964
Степень расширения	$\delta$	5,4377	5,1396	4,5992	77,0000	3,7221
Давление в конце процесса сгорания	$P_z$ , МПа	3,5327	2,6553	1,5699	0,4719	1,1752
Температура в конце процесса сгорания	$T_z$ , К	2425,3568	2384,3333	2299,7398	74,0000	2177,5962
Давление в конце процесса расширения	$P_b$ , МПа	0,4609	0,3672	0,5869	80,0000	0,2343
Температура в конце процесса расширения	$T_b$ , К	1720,6292	1694,7389	1656,6701	45,0000	1616,1003
Теоретическая индикаторная работа цикла	$L_T$ , кДж	1,0635	1,0160	0,9169	0,9081	0,8579
Удельный индикаторный расход топлива	$g_i$ , г/кВт*ч	198,8853	208,6295	172,2750	232,1570	244,2229
Давление мех. потерь	$P_m$ , МПа	0,1140	0,1485	0,1422	0,2496	0,2674
Среднее эффективное давление	$P_e$ , МПа	0,9824	0,6990	1,3331	0,2267	0,2122
Механический КПД	$\eta_m$	0,8960	0,8248	0,6149	0,4760	0,4424
Эффективный КПД	$\eta_e$	0,3751	0,3292	0,2251	0,1707	0,1508
Удельный эффективный расход топлива	$g_e$ , г/кВт*ч	221,9606	252,9411	369,9205	487,7569	552,0167
Эффективная мощность	$N_e$ , кВт	10,9818	18,6059	16,3135	16,2904	16,9427
Часовой расход топлива	$G_T$ , кг/ч	2,4375	4,7062	12,8533	7,9458	9,3527
Крутящий момент	$M_e$ , Н*м	124,8437	88,8367	169,4182	28,8078	26,9652

По результатам расчетов построим индикаторные диаграммы в Р-φ координатах (рисунок 17), в Р-V координатах (рисунок 18) и внешнюю скоростную характеристику (рисунок 19) для двигателя при дросселировании (50% открытия дроссельной заслонкой).

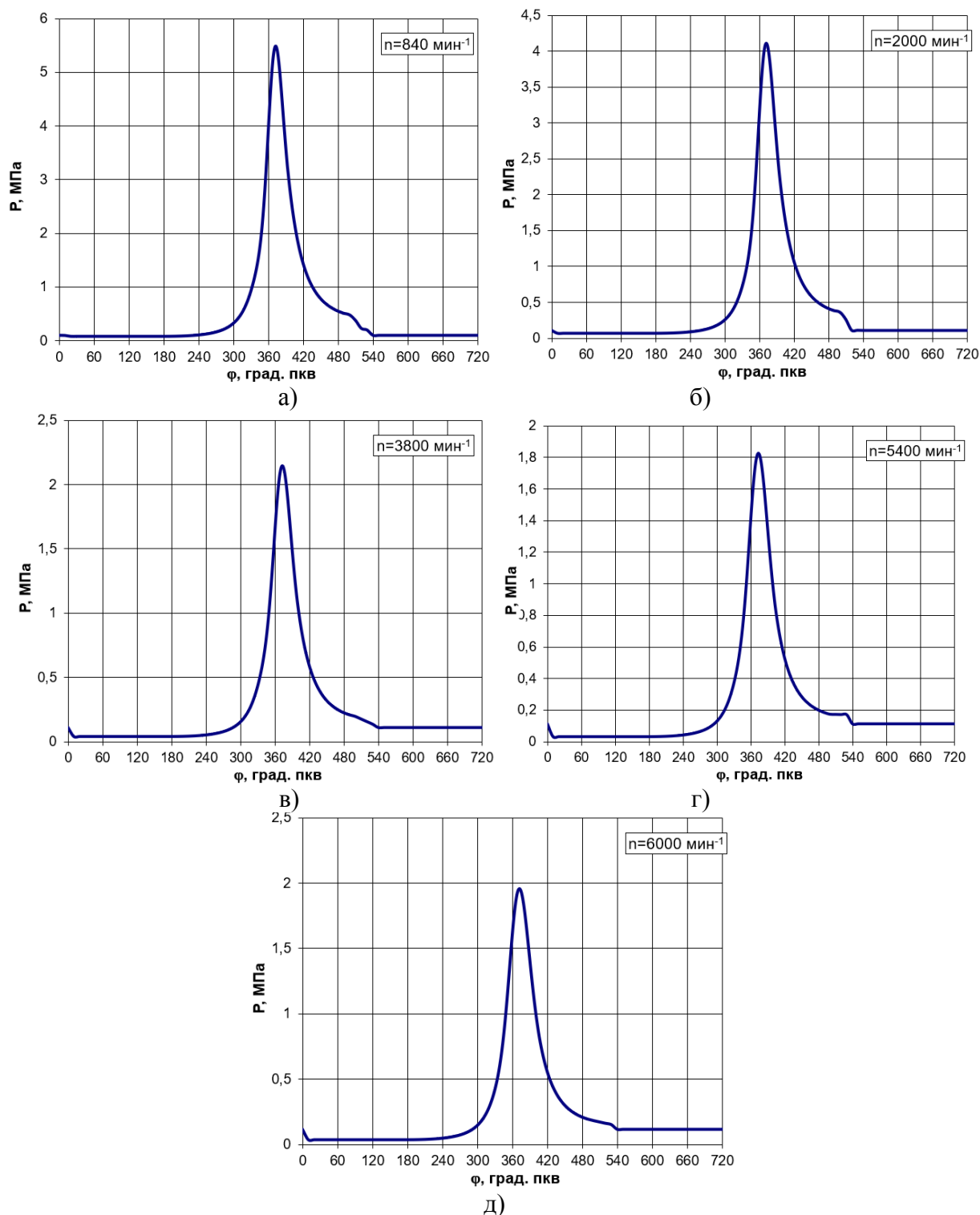


Рисунок 17 – Индикаторные диаграммы в Р-φ координатах, для двигателя при дросселировании (50% открытия дроссельной заслонкой): (а) 840; (б) 2000; (в) 3800; (г) 5400 и (д) 6000  $\text{мин}^{-1}$ .

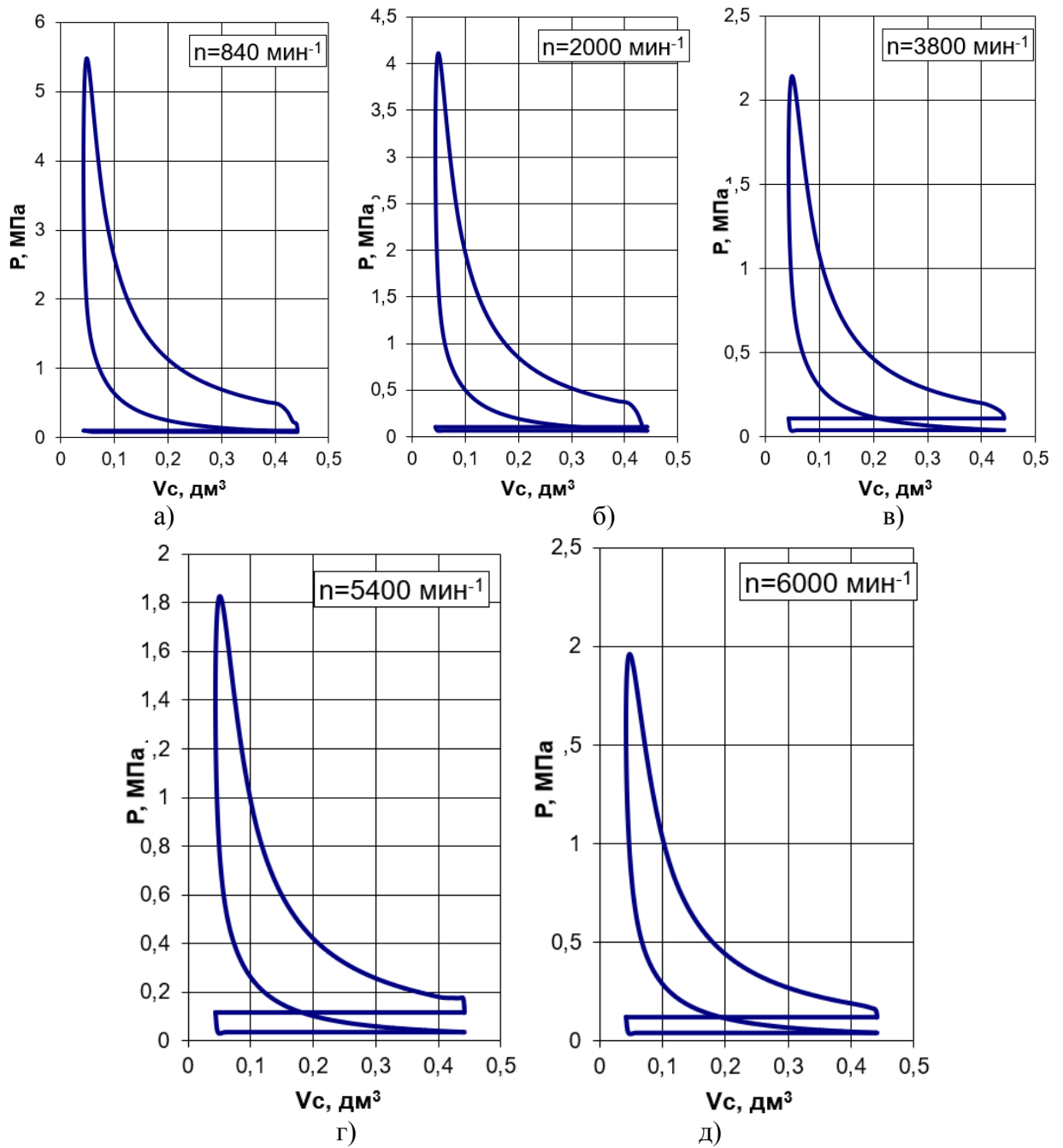


Рисунок 18 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах, для двигателя при дросселировании (50% открытия дроссельной заслонкой): (а) 840; (б) 2000; (в) 3800; (г) 5400 и (д) 6000 мин<sup>-1</sup>.

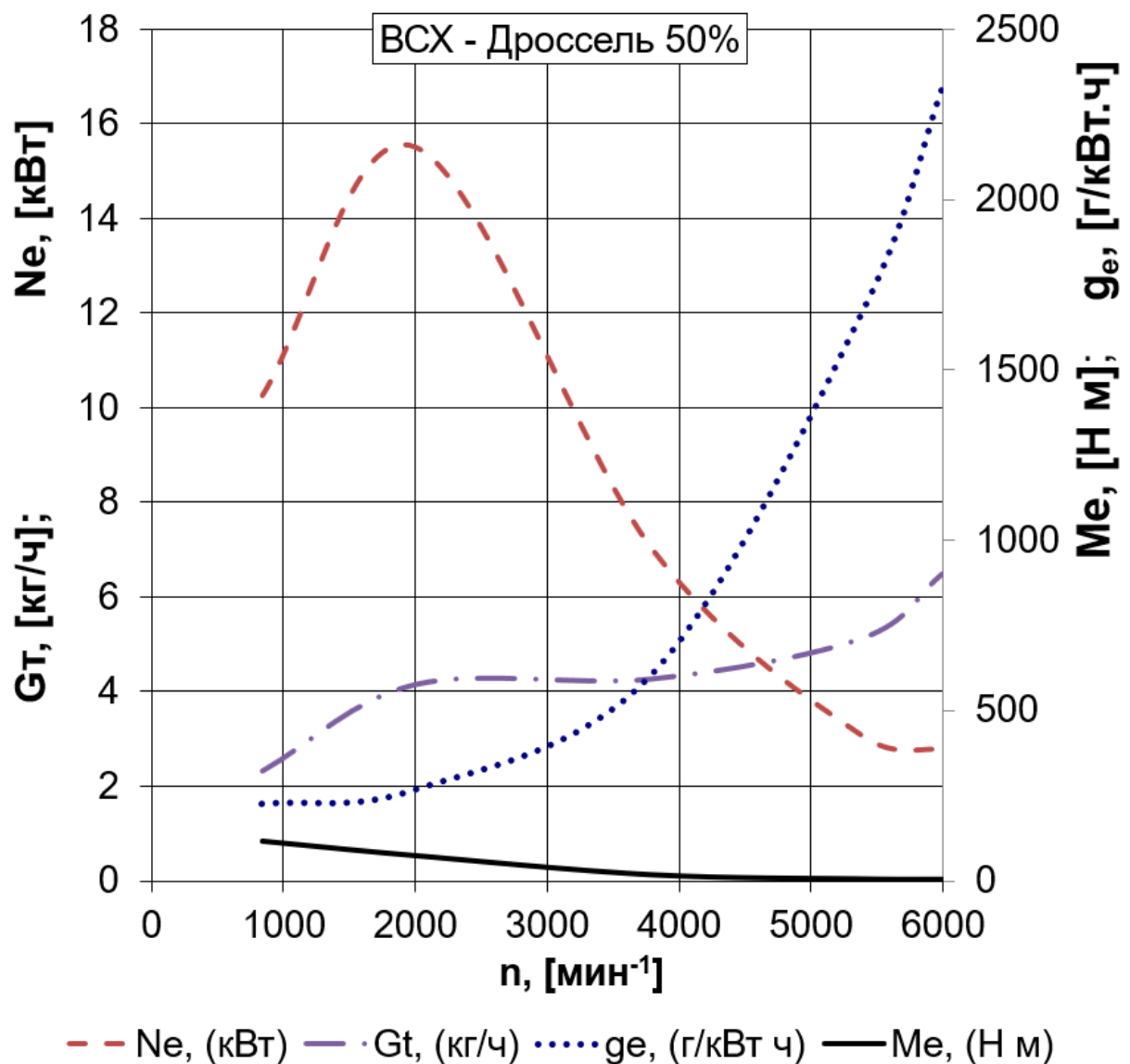


Рисунок 19 – Внешняя скоростная характеристика двигателя при дросселировании (50% открытия дроссельной заслонкой)

Для удобства расчетов теплового баланса модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения при дросселировании (50% открытия дроссельной заслонкой) представим данные в виде таблицы 14.

На основе расчетов построим диаграмму внешнего теплового баланса модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения двигателя при дросселировании (50% открытия дроссельной заслонкой) (рисунок 20).



Таблица 14 – Внешний тепловой баланс модернизированного двигателя при дросселировании (50% открытия дроссельной заслонкой)

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		840	2000	3800	5400	6000
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	840	2000	3800	5400	6000
Мольная теплоемкость CO <sub>2</sub> в отработавших газах	mc <sup>"</sup> v <sub>CO<sub>2</sub></sub> , кДж/(кмоль град)	39,95	40,75	40,93	41,1	41,59
Мольная теплоемкость H <sub>2</sub> O в отработавших газах	mc <sup>"</sup> v <sub>H<sub>2</sub>O</sub> , кДж/(кмоль град)	29,41	29,87	29,97	30,08	30,36
Мольная теплоемкость N <sub>2</sub> в отработавших газах	mc <sup>"</sup> v <sub>N<sub>2</sub></sub> , кДж/(кмоль град)	22,48	22,69	22,74	22,79	22,92
Мольная теплоемкость O <sub>2</sub> в отработавших газах	mc <sup>"</sup> v <sub>O<sub>2</sub></sub> , кДж/(кмоль град)	24,21	24,48	24,54	24,6	24,765
Мольная теплоемкость H <sub>2</sub> в отработавших газах	mc <sup>"</sup> v <sub>H<sub>2</sub></sub> , кДж/(кмоль град)	21,26	21,37	21,39	21,42	21,485
Мольная теплоемкость CO в отработавших газах	mc <sup>"</sup> v <sub>CO</sub> , кДж/(кмоль град)	22,82	23,05	23,1	23,15	23,29
Средняя мольная теплоемкость в отработавших газах	mc <sup>"</sup> v, кДж/(кмоль град)	25,73	26,05	26,12	26,2	26,395
Общие количество теплоты, введенное в двигатель с топливом	Q <sub>о</sub> , Дж/с	29275,80	56523,46	72479,10	95432,12	112329,47
Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1 с.	Q <sub>е</sub> , Дж/с	10981,83	18605,92	16313,46	16290,45	16942,72
Теплота, потерянная с отработавшими газами	Q <sub>г</sub> , Дж/с	7885,72	16144,99	20702,46	28040,63	33930,35
Неучтенные потери теплоты	Q <sub>ост.</sub> , Дж/с	1674,95	2884,34	10342,48	12866,22	26871,28
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	Q <sub>в</sub> , Дж/с	8733,31	18888,21	25120,70	38234,82	34585,11
Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1 с., отнесенная к общему количеству теплоты	q <sub>е</sub> , %	37,51	32,92	22,51	17,07	15,08
Теплота, потерянная с отработавшими газами, отнесенная к общему количеству теплоты	q <sub>г</sub> , %	26,94	28,56	28,56	29,38	30,21
Неучтенные потери теплоты, отнесенные к общему количеству теплоты	q <sub>ост.</sub> , %	5,72	5,10	14,27	13,48	23,92
Теплота, передаваемая охлаждающей среде, отнесенная к общему количеству теплоты	q <sub>в</sub> , %	29,83	33,42	34,66	40,06	30,79

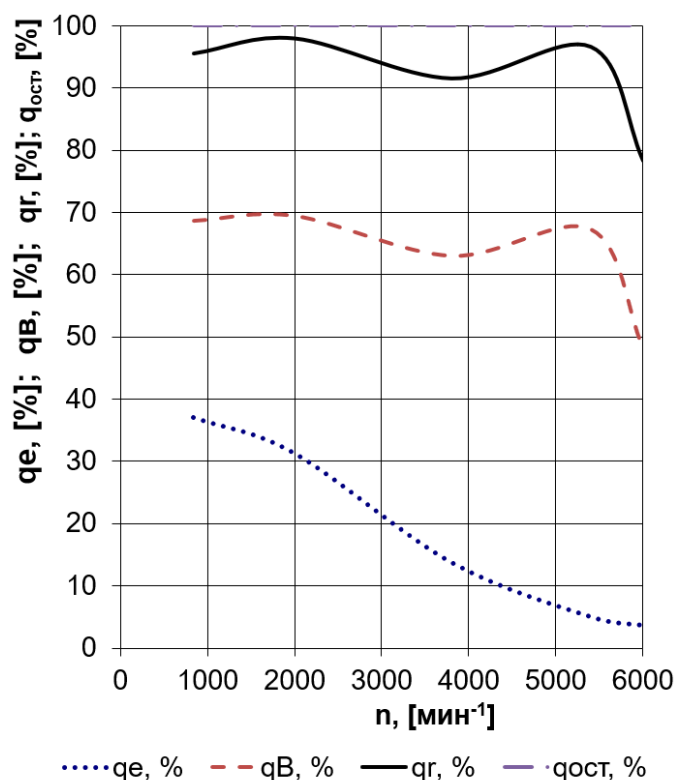


Рисунок 20 – Диаграмма внешнего теплового баланса модернизированного двигателя с электронным регулированием системы охлаждения двигателя при дросселировании (50% открытия дроссельной заслонкой)

#### Выводы по 2-му разделу бакалаврской работы

Топливная эффективность является одним из наиболее важных факторов, влияющих на эффективность наземной техники. Многие инновационные технологии были интегрированы в современные автомобили для улучшения топливной экономичности. Среди этих технологий обновление системы охлаждения двигателя имеет наибольший краткосрочный потенциал и требует самого широкого распространения в ближайшее время.

### 3 Кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

#### 3.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

Кинематический расчет для центрального кривошипно-шатунного механизма проектируемого двигателя (радиус кривошипа 37,8 мм, а длина шатуна 132,3 мм) проводился по известным методикам приведенным в [1,2], при частоте вращения коленчатого вала  $6000 \text{ мин}^{-1}$ .

Результаты расчета перемещения, скорости и ускорения поршня приведены на рисунках 21, 22 и 23.

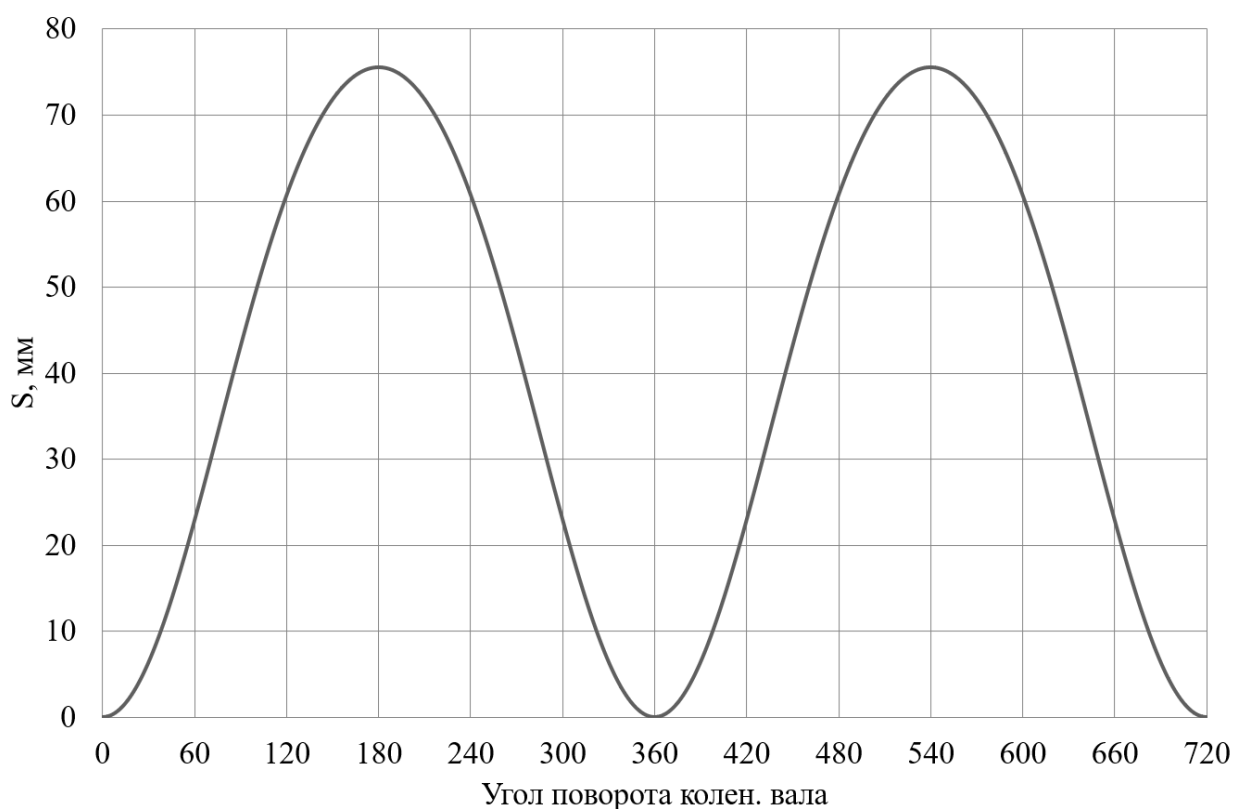


Рисунок 21 – Диаграмма изменения хода поршня

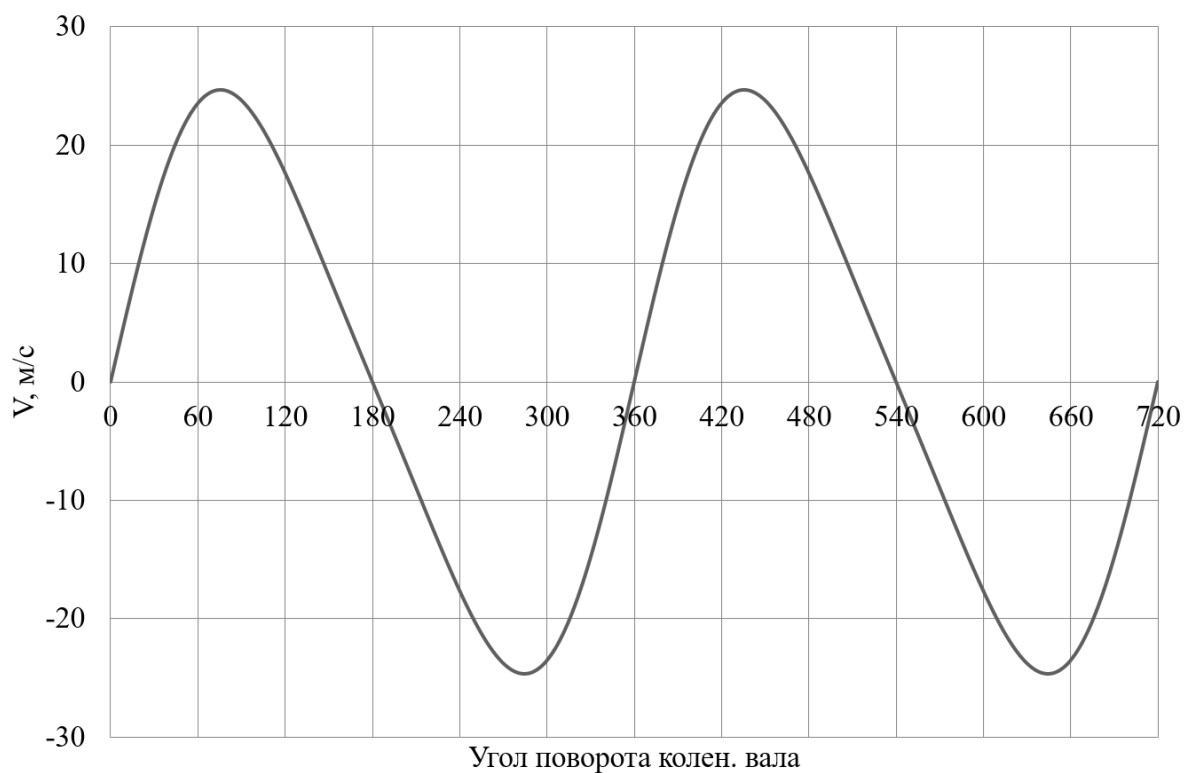


Рисунок 22 – Диаграмма изменения скорости поршня

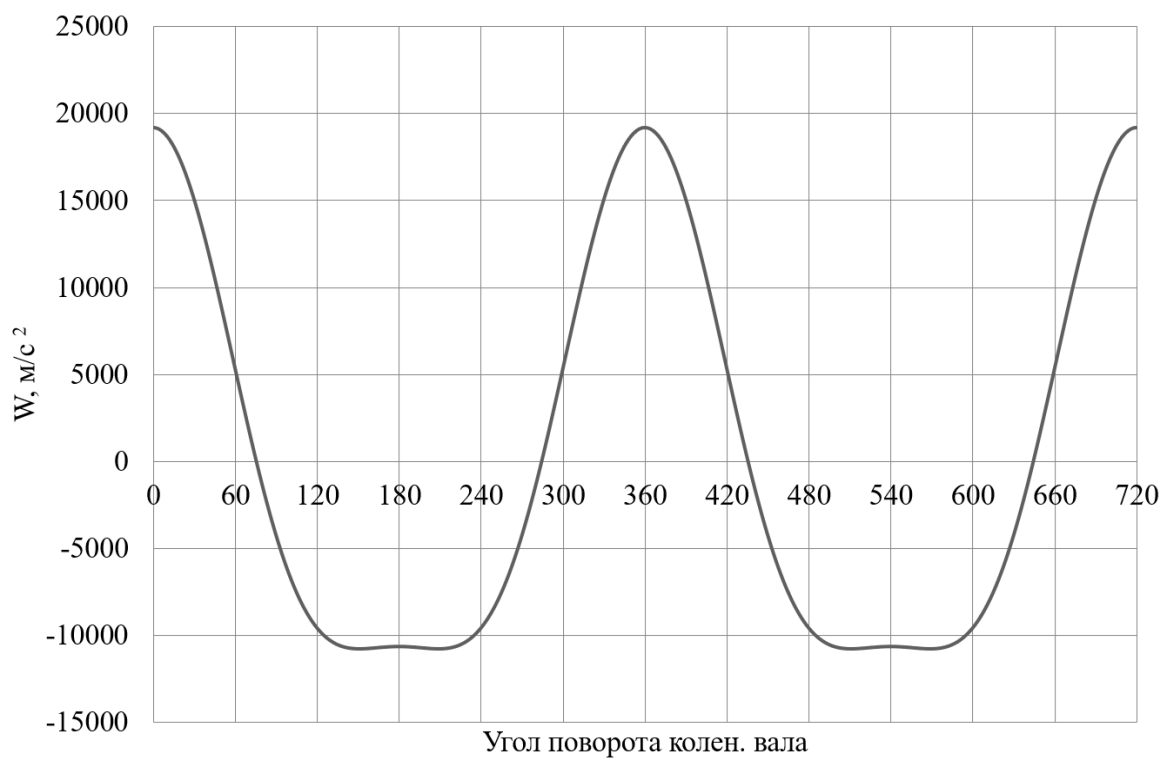


Рисунок 23 – Диаграмма изменения ускорения поршня

По результатам кинематического расчета мы можем определить инерционные силы в динамическом расчете.

## 3.2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

### 3.2.1 Расчет основных сил и моментов действующих в КШМ

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма проектируемого двигателя проводился по известным методикам приведенным в [1,2], при частоте вращения коленчатого вала  $6000 \text{ мин}^{-1}$ , для условий работы в базовом варианте двигателя и при модернизации системы охлаждения за счет применения электронного регулирования процессом охлаждения двигателя, соответственно.

Результаты приведение масс кривошипно-шатунного механизма по двух массовой схеме показаны в таблице 15.

Таблица 15 – Приведение масс кривошипно-шатунного механизма

Параметр	Величина
Площадь поршня, $\text{м}^2$	0,00528102
Удельная масса поршня, $\text{кг}/\text{м}^2$	80
Масса поршневой группы, кг	0,42248
Удельная масса шатуна, $\text{кг}/\text{м}^2$	130
Масса шатуна, кг	0,68653
Масса шатуна, на оси поршневого пальца, кг	0,189
Масса шатуна, на оси кривошипа, кг	0,49774
Удельная масса одного колена вала, $\text{кг}/\text{м}^2$	125
Масса неуравновешенных частей одного колена вала, кг	0,6601
Массы, совершающие возвратно-поступательное движение	0,611
Массы, совершающие вращательное движение	1,15786
Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна, Н	-7427,63
Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа, Н	-9851
Центробежная сила инерции вращающихся масс, Н	-17279

Результаты расчета приведены в виде графиков. На рисунке 24 приведены силы инерции возвратно-поступательного движения.

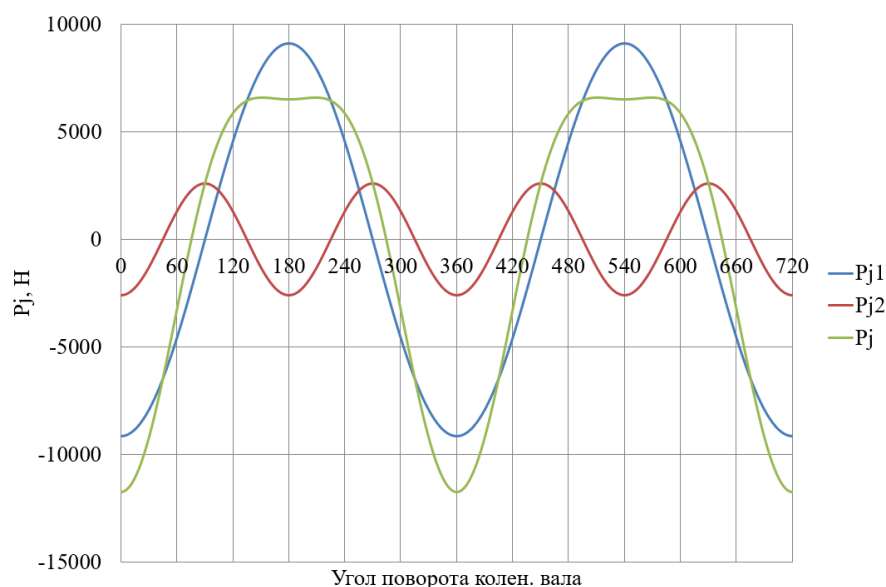


Рисунок 24 – Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна

На рисунке 25 приведено сравнение суммарных сил, действующих на поршневой палец двигателя при работе в базовом и модернизированном варианте двигателя, соответственно.

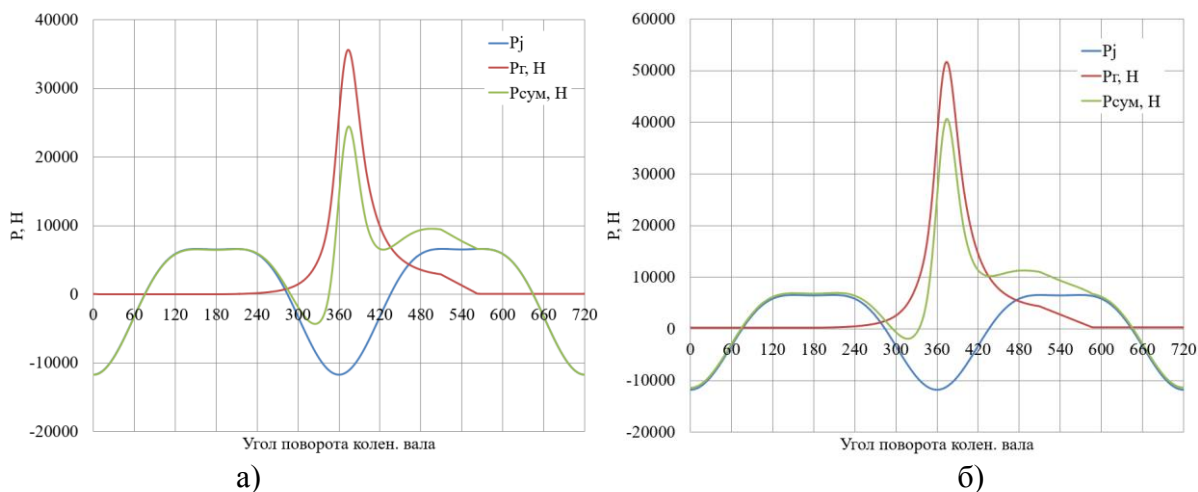


Рисунок 25 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец двигателя: (а) базовый двигатель и (б) с электронным управлением системы охлаждения

На рисунке 26 приведено сравнение сил, сосредоточенные на оси поршневого пальца и шатунной шейки в базовом и модернизированном варианте двигателя, соответственно.

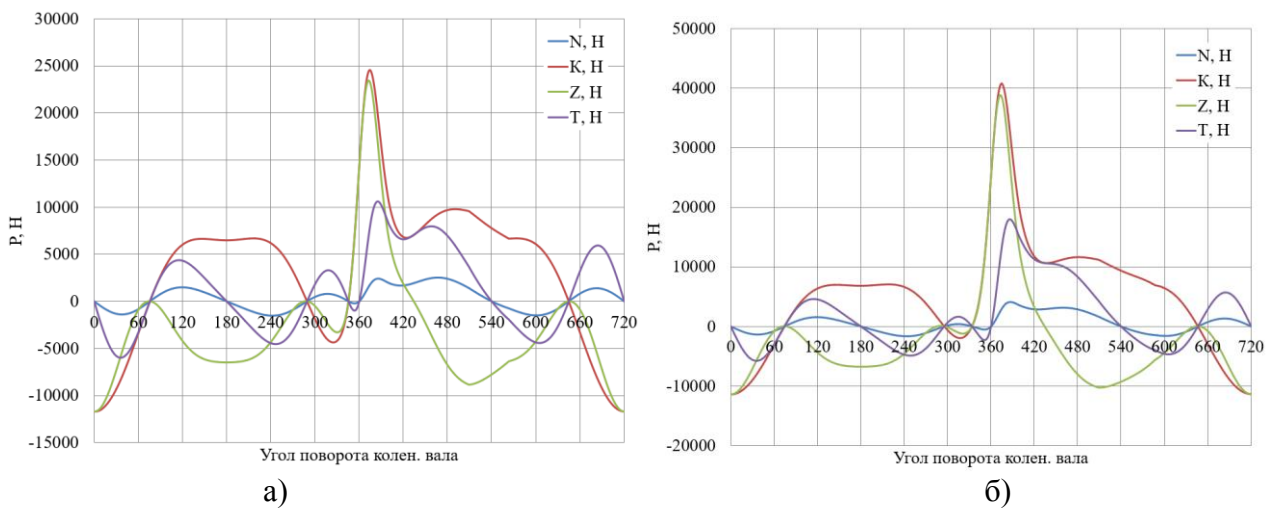


Рисунок 26 – Силы, сосредоточенные на оси поршневого пальца и шатунной шейки двигателя: (а) базовый двигатель и (б) с электронным управлением системы охлаждения

На рисунке 27 приведено сравнение крутящего момента в базовом и модернизированном варианте двигателя, соответственно.

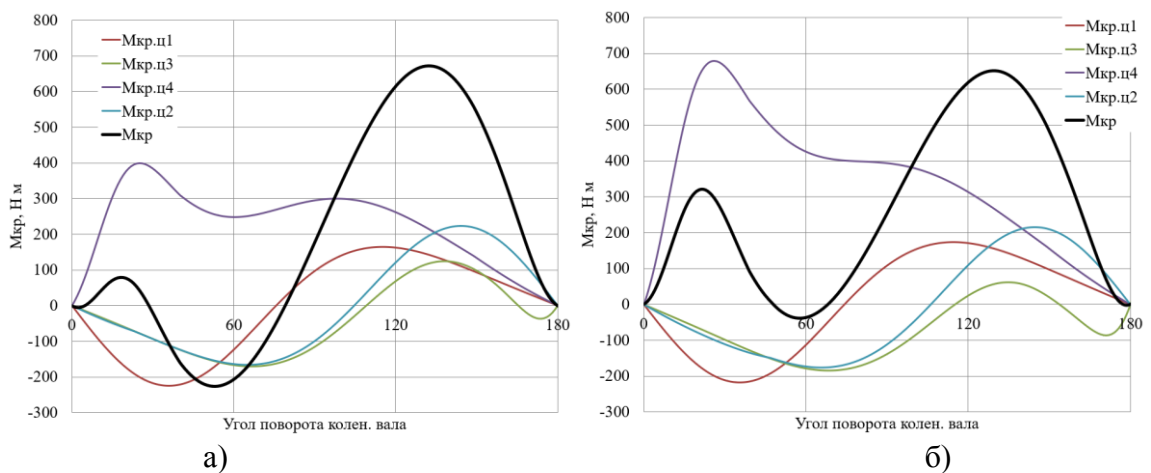


Рисунок 27 – График крутящего момента: (а) базовый двигатель и (б) с электронным управлением системы охлаждения

Расчет основных сил и моментов, действующих в КШМ, показал, что наибольшую проблему вызывает рост изгибающих шейки коленчатого вала сил. Для оценки прочностных параметров рассчитаем нагрузки, действующие на колено вала.

### 3.2.2 Расчет сил, действующих на шатунную и коренные шейки коленчатого вала

На рисунке 28 приведено сравнение суммарной силы, действующую на шатунную шейку в прямоугольных координатах в базовом и модернизированном варианте двигателя, соответственно.

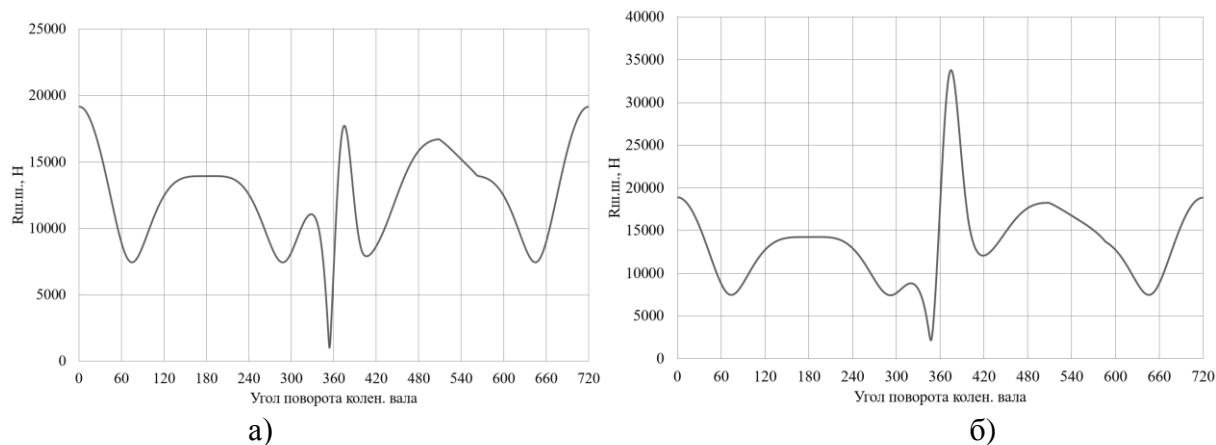


Рисунок 28 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку: (а) базовый двигатель и (б) с электронным управлением системы охлаждения

На рисунке 29 приведено сравнение суммарной силы, действующую на шатунную шейку в полярных координатах в базовом и модернизированном варианте двигателя, соответственно.

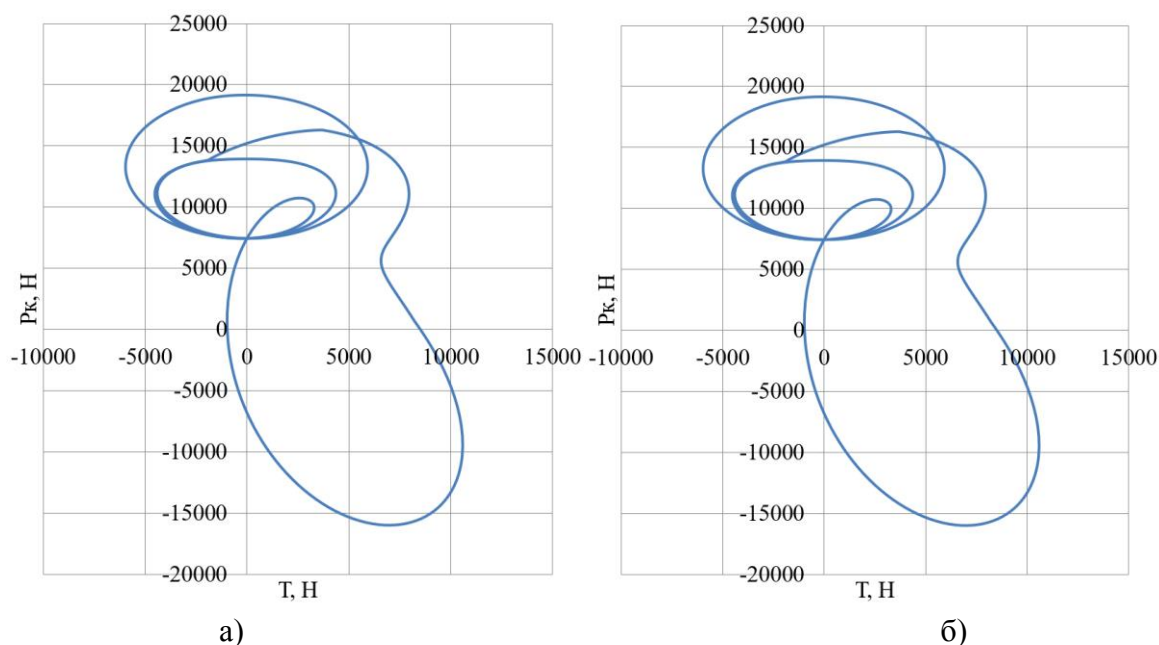


Рисунок 29 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку в полярных координатах: (а) базовый двигатель и (б) с электронным управлением системы охлаждения



На рисунке 30 приведено сравнение суммарных сил, действующих на коренные шейки в прямоугольных координатах в базовом и модернизированном варианте двигателя, соответственно.

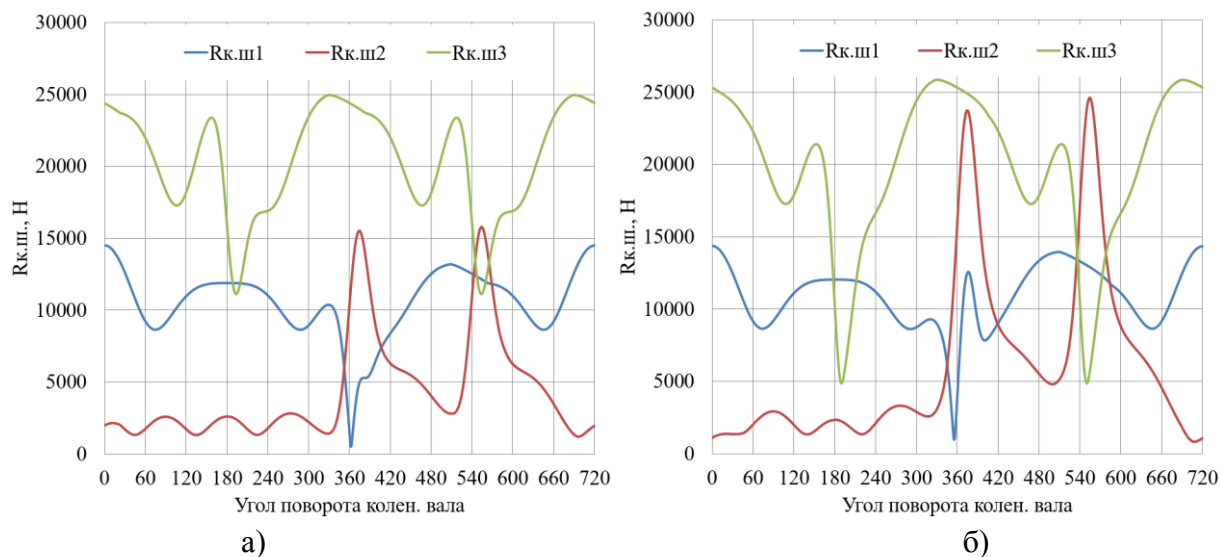


Рисунок 25 – Суммарные силы, действующие на коренные шейки в прямоугольных координатах: (а) базовый двигатель и (б) с электронным управлением системы охлаждения

На рисунке 31 приведено сравнение суммарных сил, действующих на 1-ю коренную шейку в полярных координатах при работе в базовом и модернизированном варианте двигателя, соответственно. Видно, что имеются зоны низких нагрузок в независимости от степени охлаждения, в этой зоне и рекомендуется расположить ось масляного канала.

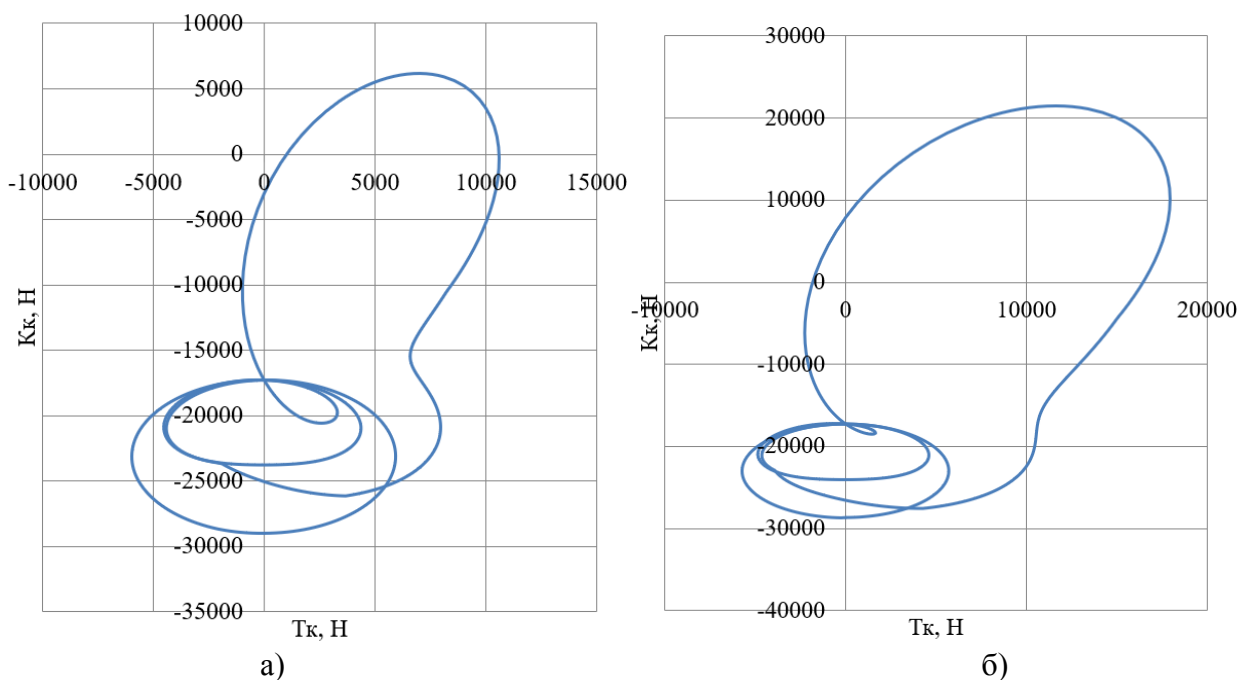


Рисунок 31 – Суммарные силы, действующие на 1-ю коренную шейку в полярных координатах: (а) базовый двигатель и (б) с электронным управлением системы охлаждения

#### Выводы по 3-му разделу

Как мы видим регулирование степени охлаждения двигателя не приводит к принципиальному повышению нагрузок и принципиальным сложностям, связанным со снижением ресурса элементов кривошипно-шатунного механизма. Электронная система управления системой охлаждения в первую очередь влияет на условия тепловой напряженности в камере сгорания и условия образования очагов детонационного горения.

## 4 Анализ системы охлаждения с электронным управлением

### 4.1 Описание основных подходов при создании системы охлаждения с электронным управлением

Производительность двигателя зависит от его правильного охлаждения. В случае охлаждения, управляемого термостатом, температура охлаждающей жидкости составляет от 95 °С до 110 °С в диапазоне частичной нагрузки и от 85 °С до 95 °С в диапазоне полной нагрузки (рисунок 32). Всасываемый воздух меньше нагревается, что приводит к повышению производительности.

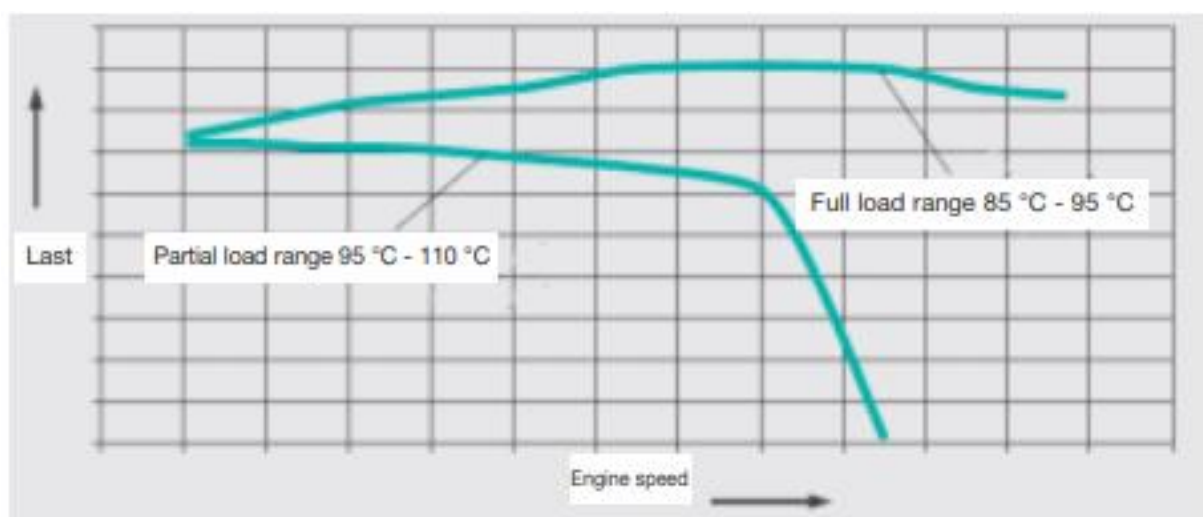


Рисунок 32 – Уровень температуры охлаждающей жидкости в зависимости от нагрузки двигателя

#### 4.1.1 Общий подход к компоновке системы охлаждения с электронным управлением

Целью разработки системы охлаждения с электронным управлением было регулирование рабочей температуры двигателя до заданного значения в соответствии с условиями нагрузки (рисунок 33). Оптимальная рабочая температура регулируется с помощью термостата с электрическим подогревом и ступеней вентилятора радиатора на основе характеристик

двигателя, хранящихся в блоке управления двигателя. Таким образом, охлаждение можно регулировать в зависимости от производительности и нагрузки двигателя.

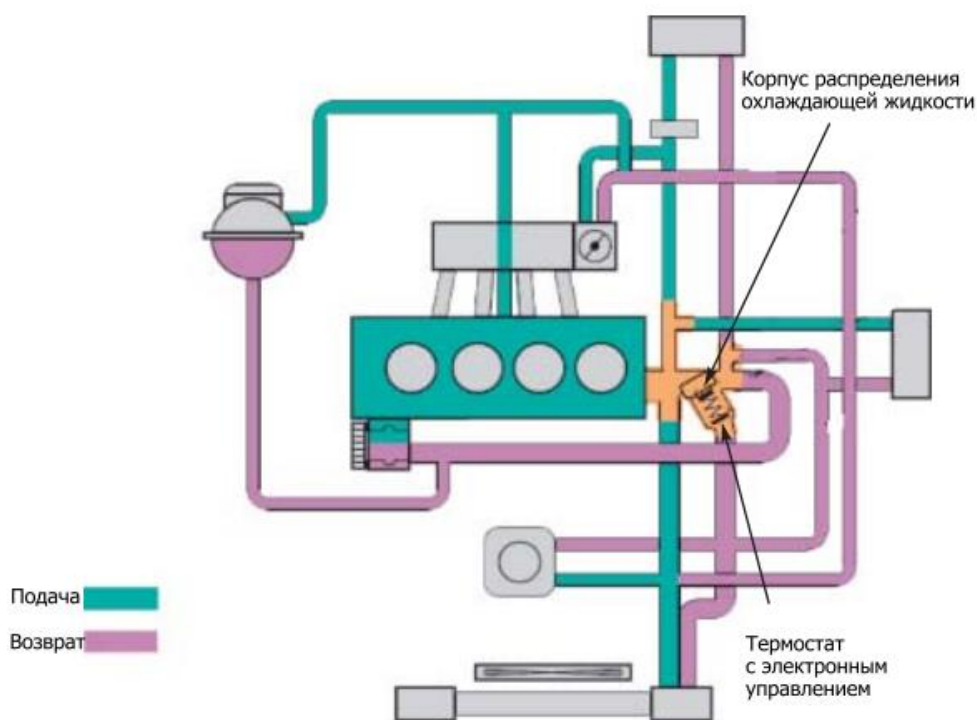


Рисунок 33 – Общая компоновка системы охлаждения с электронным управлением

Преимущества регулировки температуры охлаждающей жидкости в соответствии с кратковременным режимом работы двигателя:

- Снижение расхода топлива в диапазоне частичных нагрузок.
- Снижение выбросов CO и HC

Изменения по сравнению с обычным контуром охлаждения:

- Интеграция в охлаждающий контур за счет минимальных изменений конструкции
- Корпус распределения охлаждающей жидкости и термостат представляют собой единое целое.
- Нет регулятора охлаждающей жидкости (термостата) на блоке двигателя.

- Блок управления двигателем дополнительно содержит карты системы охлаждения с электронным управлением.

#### 4.1.2 Корпус распределения охлаждающей жидкости

Корпус распределения охлаждающей жидкости установлен на головке блока цилиндров вместо соединительной втулки (рисунок 34). Это следует рассматривать на двух уровнях. С верхнего уровня на отдельные компоненты подается охлаждающая жидкость. Исключение составляет подача к насосу охлаждающей жидкости. Отвод охлаждающей жидкости от отдельных компонентов соединен с нижним уровнем распределительного корпуса. Вертикальный канал соединяет верхний и нижний уровни. Термостат открывает / закрывает вертикальный канал с помощью небольшой тарелки клапана. Распределительный кожух теплоносителя фактически является распределительной станцией для длинного и короткого контура охлаждения.

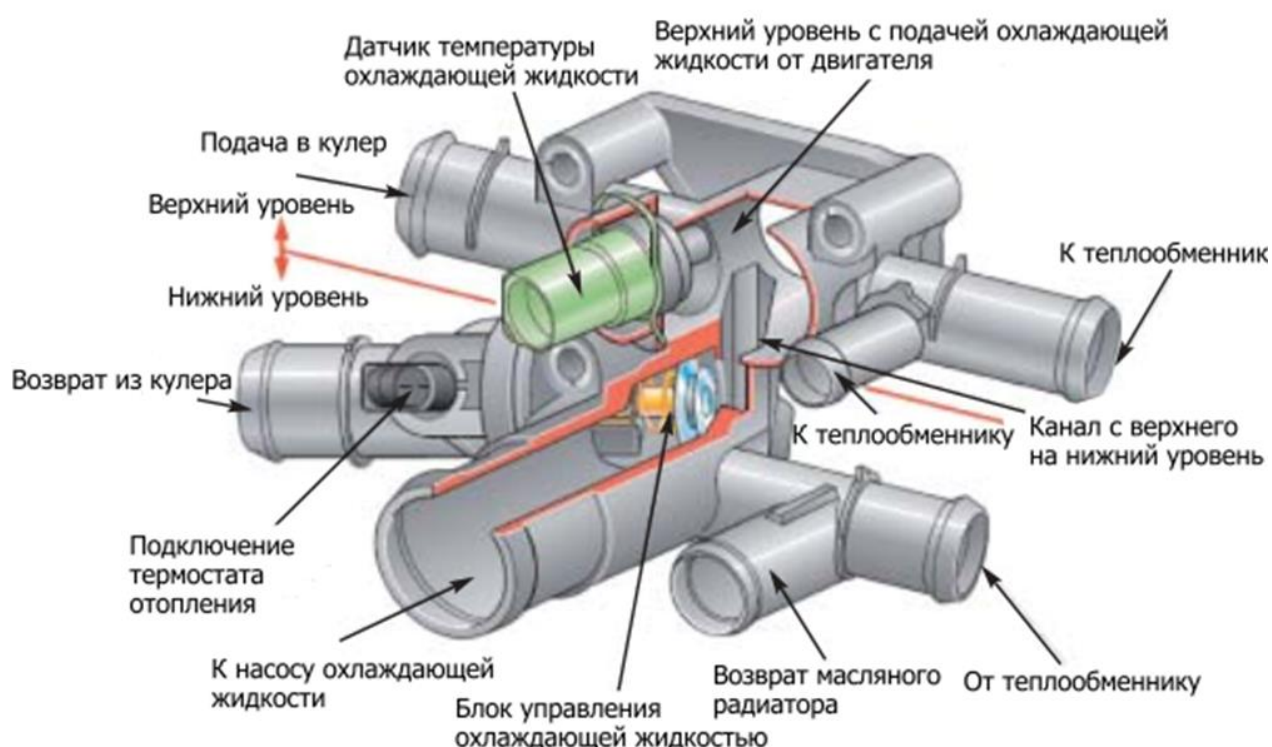


Рисунок 34 – Общая компоновка системы охлаждения с электронным управлением

### 4.1.3 Блок управления охлаждающей жидкостью (термостат с электронным управлением)

Функция: Термостат расширительного материала в распределительном корпусе охлаждающей жидкости постоянно окружен охлаждающей жидкостью. Восковой элемент, как и раньше, регулируется без нагрева, но рассчитан на другую температуру. Температура охлаждающей жидкости разжижает воск, и воск расширяется. Расширение поднимает подъемный штифт. Таким образом, это происходит обычно без протекания тока в соответствии с новым температурным профилем, равным  $110^{\circ}\text{C}$  температуре охлаждающей жидкости на выходе из двигателя. В восковой элемент встроен нагревательный резистор. Если через резистор протекает ток, он дополнительно нагревает восковой элемент, и подъем, то есть регулировка, происходит не только в зависимости от температуры охлаждающей жидкости, но и в соответствии с картой, хранящейся в блоке управления двигателем (рисунок 35).

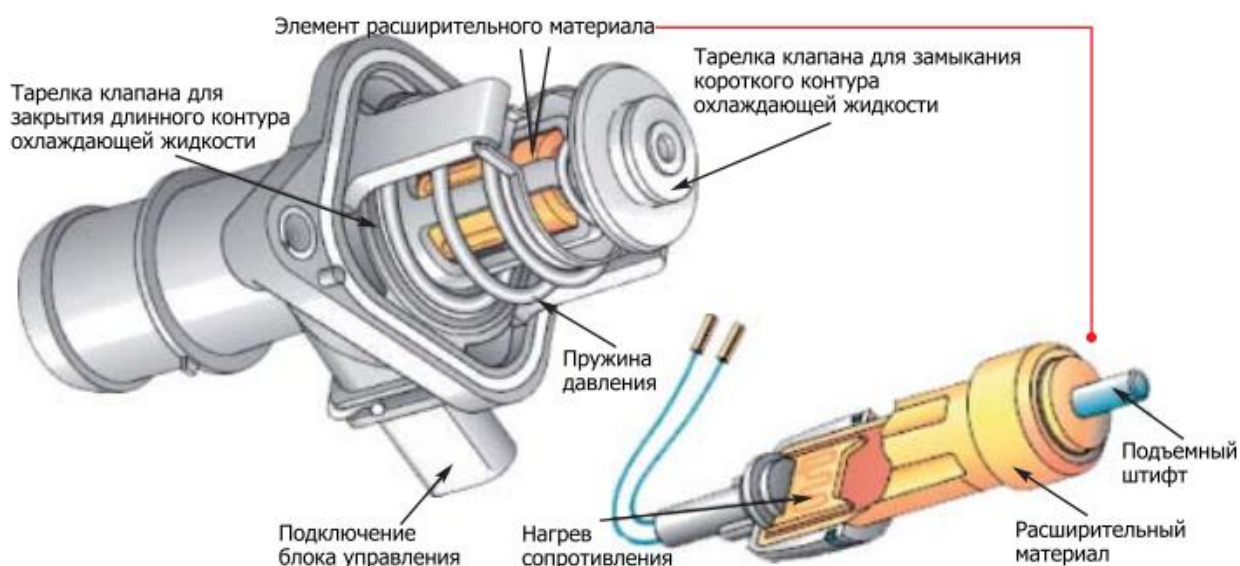


Рисунок 35 – Функциональные компоненты термостата с электронным управлением

Функциональные компоненты:

- Термостат расширительного материала (с восковым элементом)

- Резистивный нагрев воскового элемента
- Нажимные пружины для механического закрытия каналов охлаждающей жидкости, 1 большая и 1 маленькая тарелка клапана

Нагревательный резистор встроен в восковой элемент термостата расширительного материала (рисунок 36). Резистор дополнительно нагревает воск, который расширяется и, таким образом, создает подъем X подъемного штифта в соответствии с картой. Подъемник X выполняет механическую регулировку термостата. Нагрев регулируется блоком управления двигателем в соответствии с картой с помощью сигнала ШИМ (широотно-импульсной модуляции). Результирующий нагрев зависит от ширины импульса и времени.



Рисунок 36 – Термостат с управлением по карте управления режимами работы двигателя

Правило:

- Низкий уровень ШИМ (без напряжения) = высокая температура охлаждающей жидкости
- PWM high (с напряжением) = низкая температура охлаждающей жидкости

Нет рабочего напряжения:

- Регулировка только с расширительным элементом
- Степень вентилятора 1 постоянно активна

Нагрев термостата используется не для нагрева хладагента, а для определенного нагрева, чтобы термостат размыкал длинный контур хладагента.

При остановке или запуске двигателя напряжение не подается.

#### **4.1.4 Большой и малый контур охлаждающей жидкости**

Как и в предыдущих схемах, в этом случае управляются две схемы. Малый круг, для холодного запуска двигателя и частичной нагрузки, а также для быстрого нагрева двигателя. Радиатор не входит в циркуляцию охлаждающей жидкости (рисунок 37).

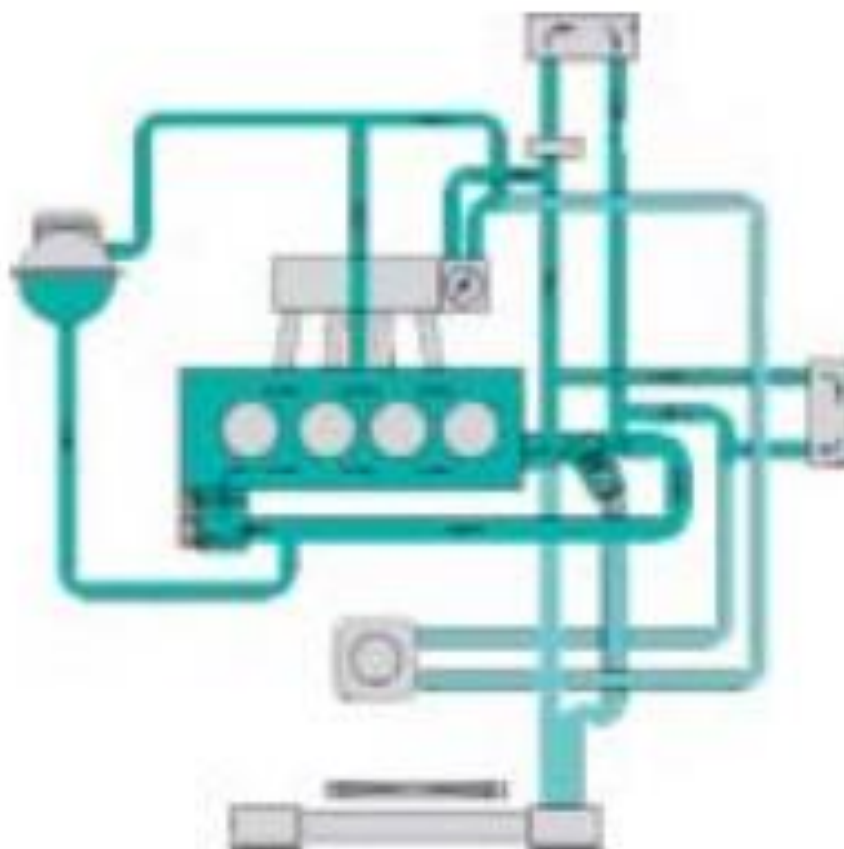


Рисунок 37 – Малый контур охлаждающей жидкости

Для поддержки охлаждения воздушным потоком или на холостом ходу при необходимости включаются электрические вентиляторы (рисунок 38).



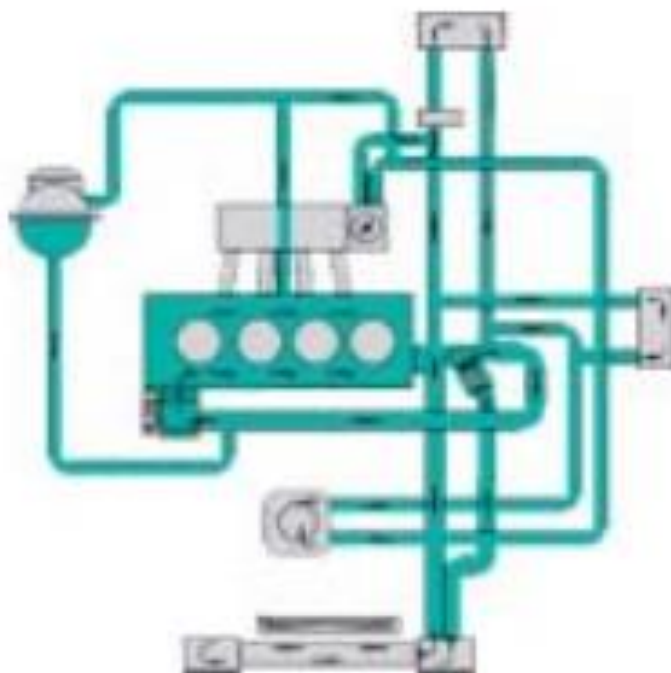


Рисунок 38 – Большой контур охлаждающей жидкости

#### 4.1.5 Электронное управление охлаждением двигателя

Блок управления двигателем был расширен соединениями для датчиков и исполнительных механизмов системы охлаждения с электронным управлением (рисунок 39):

- Ток для термостата (выход)
- Температура возврата радиатора (вход)
- Управление вентилятором радиатора (2 выхода)
- Потенциометр на регуляторе отопления (вход)

Датчики управления двигателем используются для предоставления любой другой необходимой информации.

Функции, касающиеся температуры карты, рассчитываются каждую секунду, и система регулируется на основе расчетов функций:

- Активация (протекание тока) нагревательного резистора в термостате для контролируемого по карте охлаждения двигателя для размыкания длинного контура охлаждения (регулирование температуры охлаждающей жидкости)

- Управление вентиляторами радиатора для быстрого снижения температуры охлаждающей жидкости.



Рисунок 39 – Схема электронного управления охлаждением двигателя

#### 4.1.6 Регулирование температуры охлаждающей жидкости, если требуется нагрев салона

Температура охлаждающей жидкости может варьироваться от 110°C до 85°C при движении с частичной или полной нагрузкой. Разница температур в 25°C стала бы неприятно заметной в салоне, если бы было включено отопление. Водитель постоянно подстраивался. Благодаря потенциометру электроника системы охлаждения определяет потребность водителя в обогреве и соответствующим образом регулирует температуру охлаждающей жидкости, например положение поворотного переключателя 70% = температура охлаждающей жидкости 95°C.

Микровыключатель на вращающемся переключателе для выбора температуры размыкается, как только остается положение «Отопление выключено». Он управляет пневматическим двухходовым клапаном, который в результате отрицательного давления открывает запорный клапан охлаждающей жидкости для теплообменника (рисунок 40).

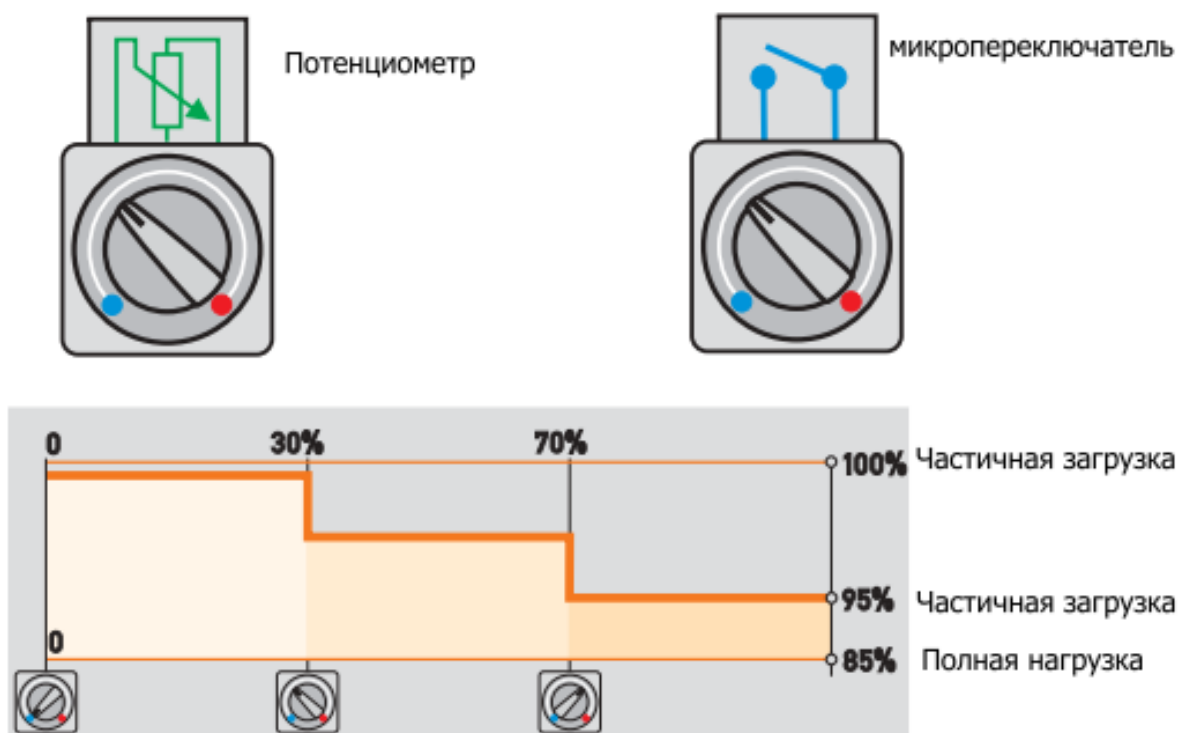


Рисунок 40 – Регулирование температуры охлаждающей жидкости, если требуется нагрев салона

#### 4.1.7 Значения настроек карты режимов управления двигателем

Термостат для охлаждения двигателя с управлением по карте (длинный или короткий контур охлаждения) управляется с помощью карт, в которых хранятся значения уставок температуры. Решающие данные — это нагрузка на двигатель. Регулируемая температура охлаждающей жидкости зависит от нагрузки (расхода воздуха) и частоты вращения двигателя (рисунок 41).

Значения настроек температуры сохраняются на второй карте в зависимости от скорости и температуры всасываемого воздуха (рисунок 42). Исходя из этого, устанавливается температура охлаждающей жидкости.

Меньшее значение из сравнения карт от 1 до 2 используется как значение настройки, и термостат регулируется соответствующим образом. Термостат активируется только в том случае, если превышен температурный порог, а температура охлаждающей жидкости чуть ниже установленного значения.

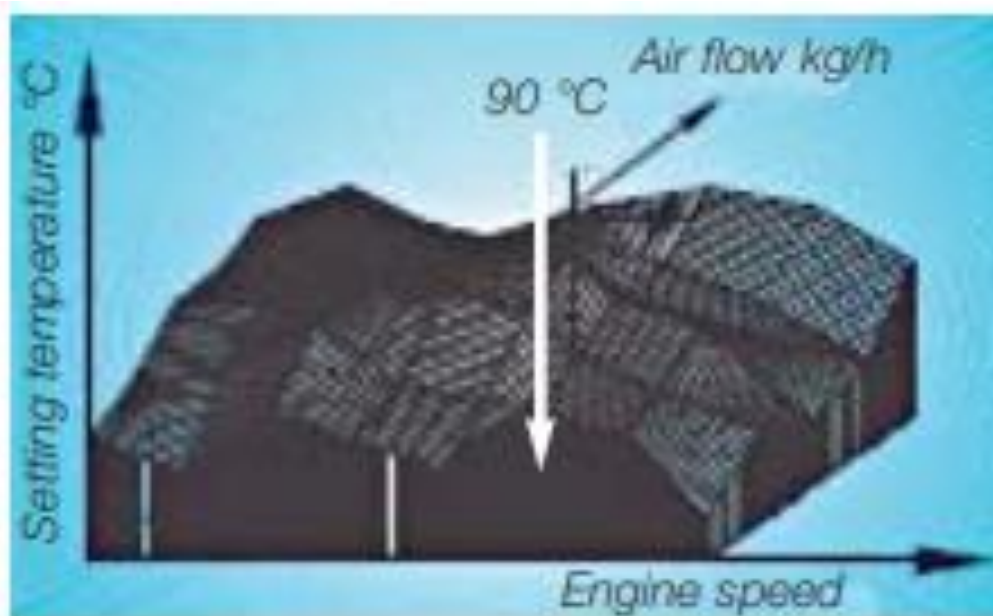


Рисунок 41 – Регулируемая температура охлаждающей жидкости зависит от нагрузки (расхода воздуха) и частоты вращения двигателя

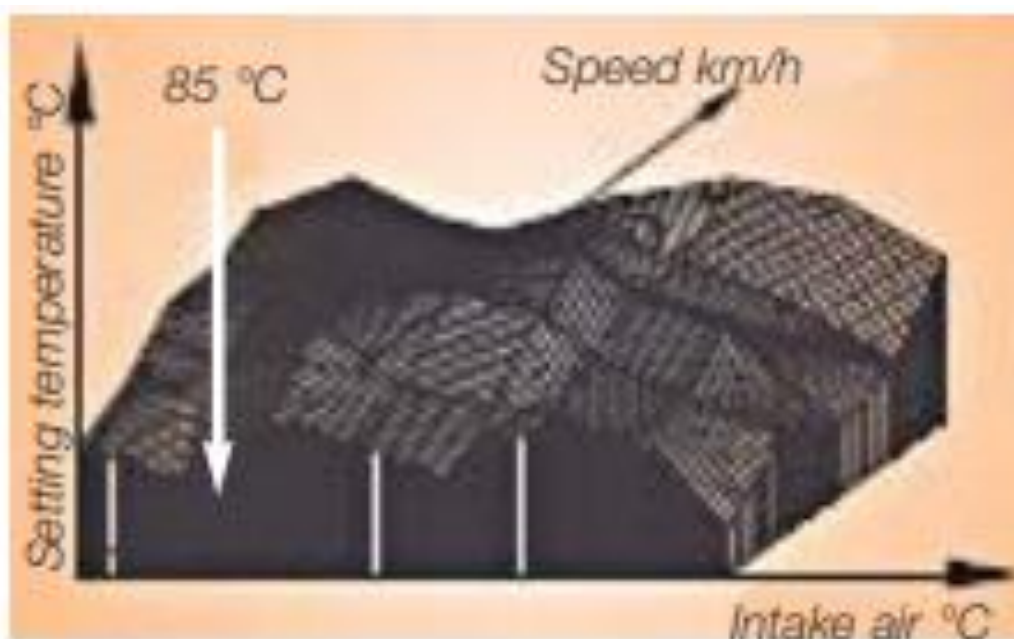


Рисунок 42 – Значения настроек температуры в зависимости от скорости и температуры всасываемого воздуха

#### **4.1.8 Датчик температуры охлаждающей жидкости**

Датчики температуры являются датчиками NTC.

Использование сигнала: Сравнение между заданными температурами, хранящимися в картах, с фактической температурой 1 дает соотношение включения / выключения текущего питания нагревательного сопротивления в термостате. Сравнение фактических значений охлаждающей жидкости 1 и 2 является основой для управления электрическими вентиляторами охлаждающей жидкости.

При превышении определенного температурного порога включается 2-я ступень вентилятора. Если оба датчика выходят из строя, то на нагревательный резистор подается максимальное напряжение, и ступень 2 вентилятора постоянно активна.

#### **4.1.9 Усовершенствованная система охлаждения двигателя**

Усовершенствованная система охлаждения двигателя представляет концепцию «теплового управления» по регулированию охлаждающей жидкости двигателя до точной желаемой рабочей температуры с минимальным потреблением энергии [31,32,33]. Интеллектуальная система охлаждения обновляет механический насос и вентилятор(ы) радиатора с помощью компонентов с электрическим управлением и заменяет клапан на основе парафина трехходовым интеллектуальным клапаном, управляемым компьютером. Помимо обновленной конфигурации систем охлаждения двигателя, были быстро разработаны и применены к усовершенствованным системам охлаждения несколько передовых стратегий управления. Благодаря этим функциям каждый привод может работать точно для достижения определенных требований по отводу тепла с теоретически минимальным использованием энергии. Кроме того, установлены различные датчики для контроля динамики системы и рабочей среды. Электронный блок управления (ECU) определяет стратегии управления и посылает управляющие сигналы исполнительным механизмам на основе динамики системы в реальном времени и заданного алгоритма управления.

Усовершенствованные системы охлаждения двигателя обычно заменяют традиционные механические приводы охлаждения на приводы с электрическим управлением, чтобы уменьшить ненужные потери мощности. Регулировка насоса, клапана и вентиляторов радиатора в режиме реального времени позволяет более точно регулировать температуру двигателя.

Как правило, современная система охлаждения двигателя предназначена для поддержания температуры двигателя в приемлемом диапазоне даже в самых неблагоприятных условиях работы [10,11]. В традиционной установке механический насос и вентилятор (вентиляторы) радиатора косвенно связаны с коленчатым валом. Для регулирования потока охлаждающей жидкости через радиатор установлен восковой термостат. Хотя надежность системы неоднократно демонстрировалась в последние десятилетия, существуют два ограничения. С одной стороны, механическая связь приводит к тому, что работа исполнительных механизмов (насоса и вентиляторов радиатора) зависит от частоты вращения двигателя, которая не может точно регулироваться в целях охлаждения и обычно приводит к переохлаждению двигателя. Было высказано предположение, что переохлаждение может ухудшить характеристики двигателя [12,13], увеличить трение смазочного масла [6,7,8] и потребовать больше работы, чем необходимо для этой подсистемы, что приводит к снижению экономии топлива. С другой стороны, механические соединения, такие как вспомогательные ремни и муфты, создают ненужные потери энергии, но обеспечивают надежное соединение.

Усовершенствованная система охлаждения двигателя представляет концепцию «теплового управления» путем регулирования охлаждающей жидкости двигателя до точной рабочей температуры с минимальным потреблением энергии [1,2,3]. Интеллектуальная система охлаждения двигателя обновляет механический насос и вентилятор(ы) радиатора компонентами с электрическим управлением и заменяет клапан на основе парафина трехходовым интеллектуальным клапаном, управляемым

компьютером. Благодаря этим функциям каждый привод может работать точно для достижения определенных требований по отводу тепла с теоретически минимальным использованием энергии. Кроме того, установлены различные датчики для контроля динамики системы и рабочей среды. Электронный блок управления (ECU) содержит стратегию управления и отправляет управляющие сигналы исполнительным механизмам на основе динамики системы в реальном времени и заданного алгоритма управления.

В дополнение к обновленной конфигурации системы охлаждения для этих приводов были предложены различные стратегии управления. Ван и др. (2015) исследовали оптимальную стратегию управления матрицей вентиляторов для минимизации мощности вентилятора радиатора при достижении требуемого отвода тепла. Ван и др. (2015) [9] предложили основанную на Ляпунове стратегию обратного нелинейного управления для настройки работы матрицы вентилятора радиатора для отслеживания желаемой температуры двигателя при компенсации неизвестного тепловложения с минимальным энергопотреблением. Салах и др. (2009 и 2010) [4] разработали стратегии нелинейного управления для управления интеллектуальным положением клапана или скоростью насоса охлаждающей жидкости для достижения желаемой температуры двигателя.

#### **4.2 Влияния электронного управления системой охлаждения двигателя на максимальную температуру цикла**

Для оценки токсичности проведем сравнение изменения температуры в процессе сгорания (рисунки 43 – 47).

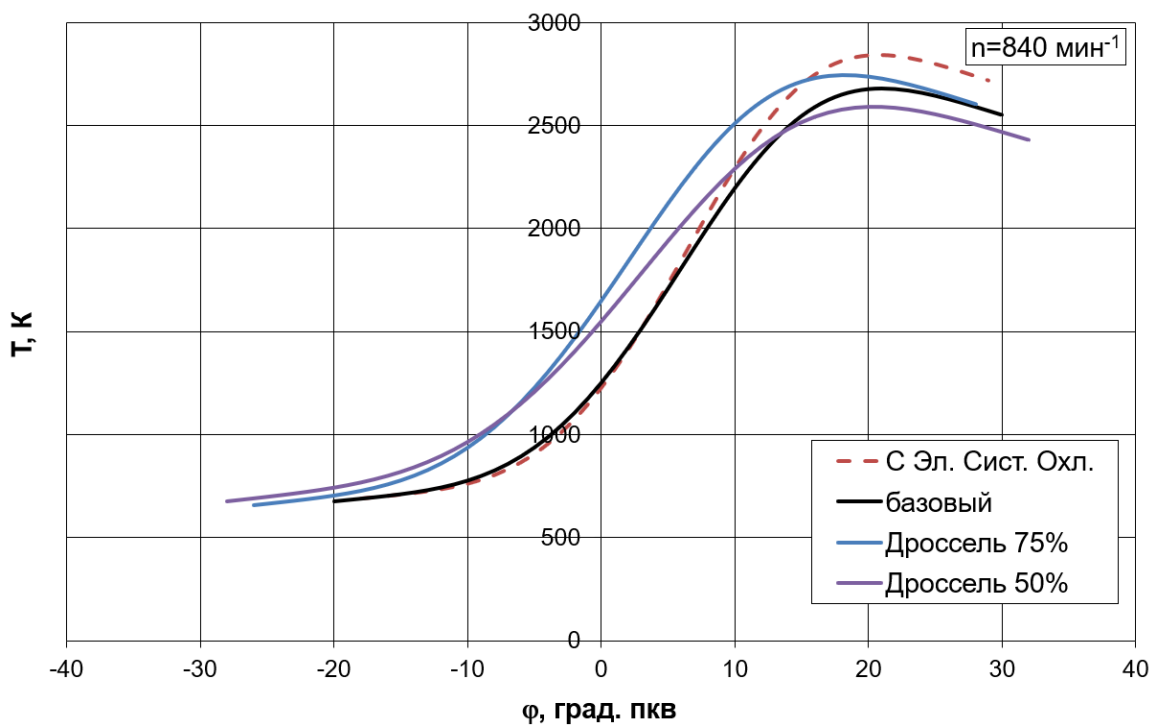


Рисунок 43 – Средняя температура в цилиндре двигателя во время сгорания для скоростного режима  $840 \text{ мин}^{-1}$

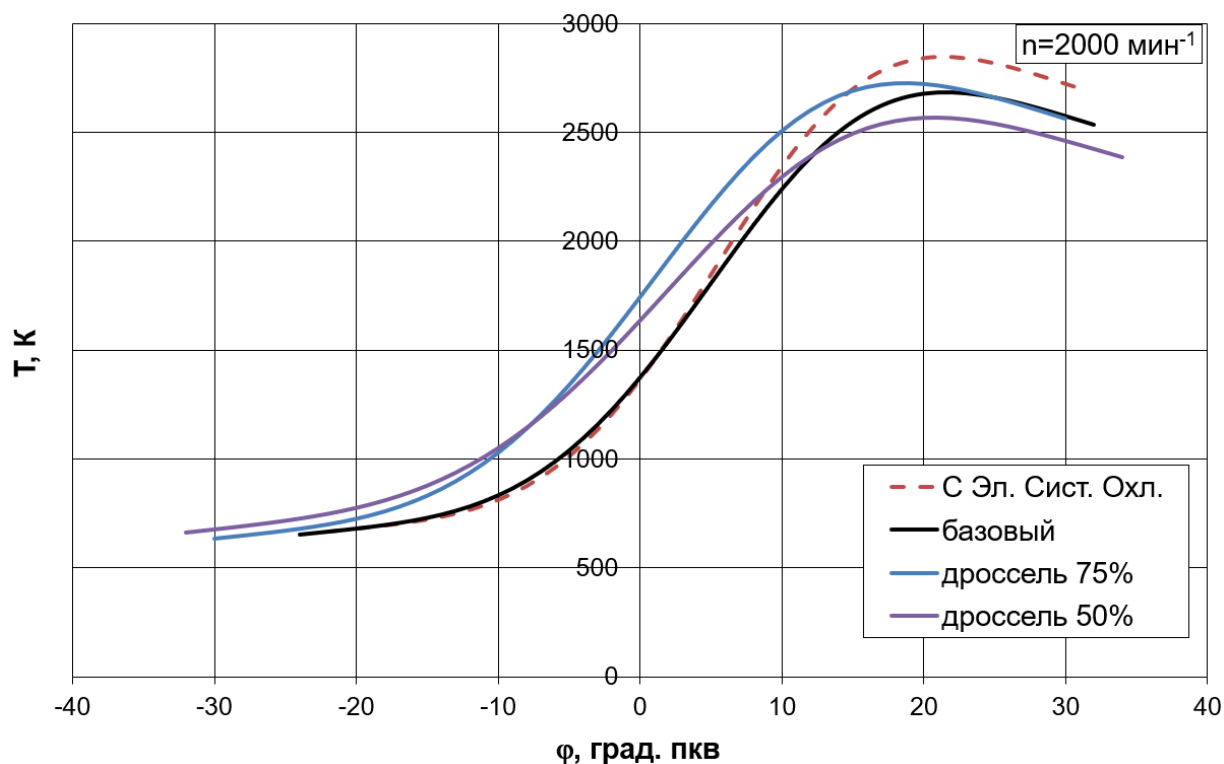


Рисунок 44 – Средняя температура в цилиндре двигателя во время сгорания для скоростного режима  $2000 \text{ мин}^{-1}$



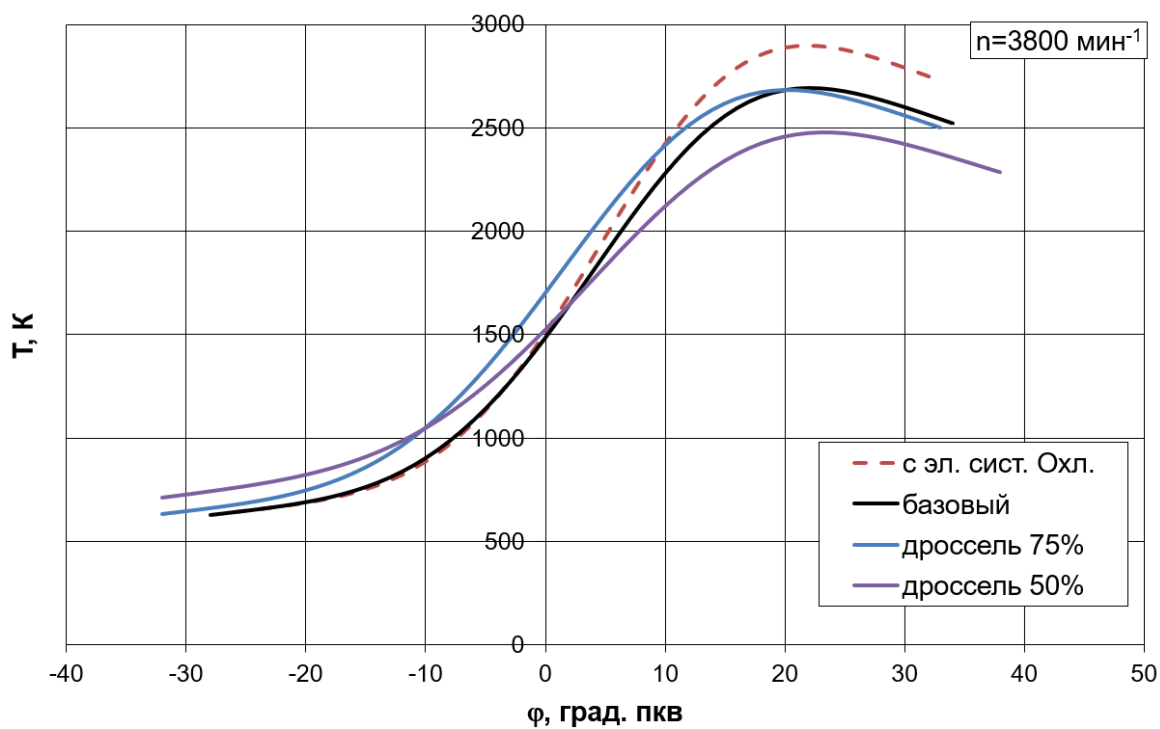


Рисунок 45 – Средняя температура в цилиндре двигателя во время сгорания для скоростного режима  $3800 \text{ мин}^{-1}$

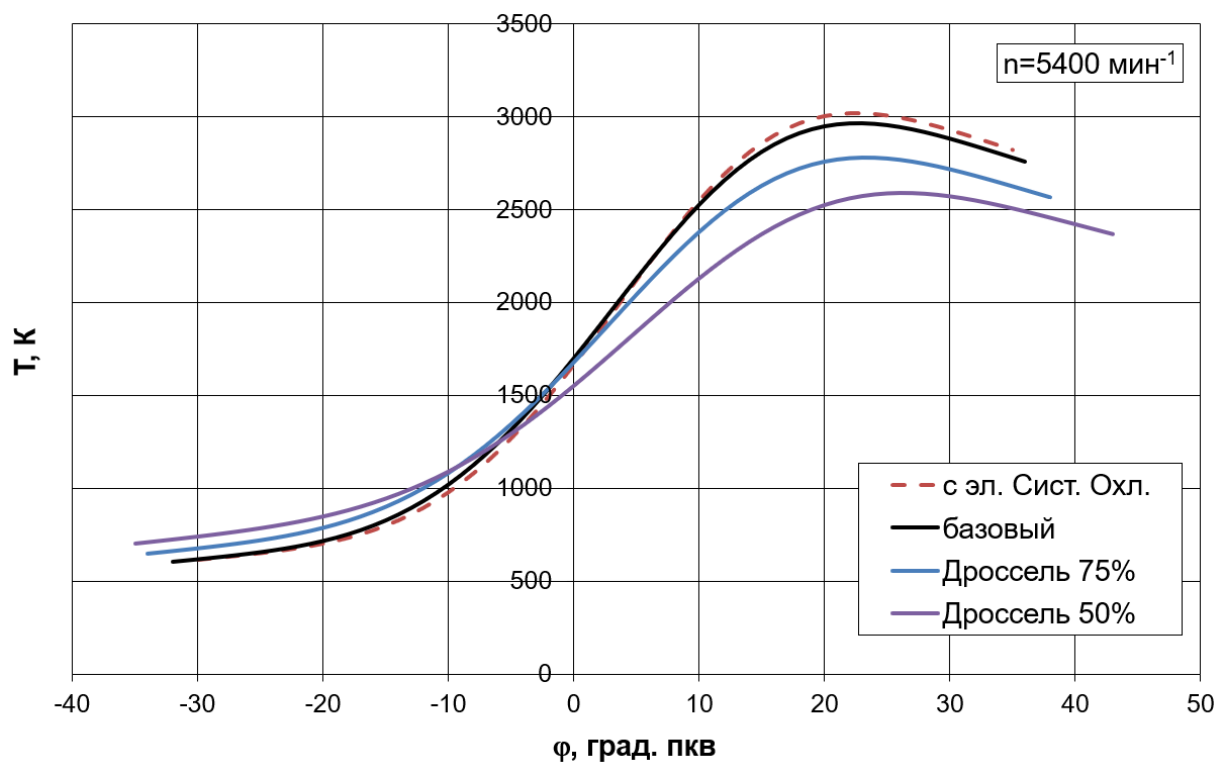


Рисунок 46 – Средняя температура в цилиндре двигателя во время сгорания для скоростного режима  $5400 \text{ мин}^{-1}$

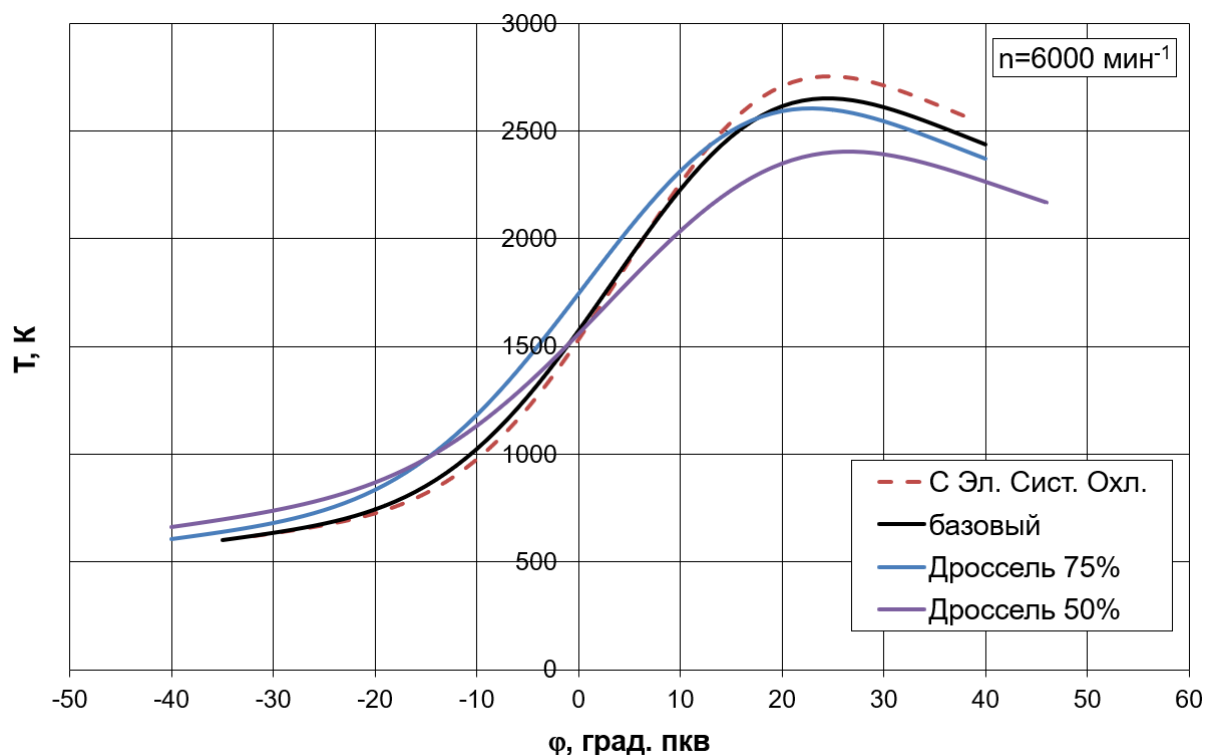


Рисунок 47 – Средняя температура в цилиндре двигателя во время сгорания для скоростного режима  $6000 \text{ мин}^{-1}$

Проводя анализ средней температуры в цилиндре двигателя во время сгорания по рисункам 30 – 34, можно отметить, необходимость уменьшения угла опережения зажигания для условий слабого охлаждения, что позволит провести перевод процесса сгорания в зону расширения с меньшими температурами. С ростом частоты вращения увеличиваются границы детонации и на высоких оборотах позволяет лучше использовать возможности электронной системы охлаждения, что увеличит мощностные показатели.

### 4.3 Расчет системы охлаждения

#### 4.3.1 Водяной насос

Исходные данные для расчета водяного насоса системы охлаждения двигателя представлены в таблице 16 и 17.

Таблица 16 - Исходные данные для расчета водяного насоса системы охлаждения двигателя

Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Общее количество тепла, выделяемого топливом в течение 1 с, Q <sub>0</sub> , кДж/с	Часовой расход топлива, кг/ч	Количество тепла, отводимого от двигателя водой: Q <sub>в</sub> , Дж/с
840	24,167	1,98	16341,61
2000	55,61706	4,5567	28499,81
3800	113,2871	9,2816	40237,76
5400	150,2382	12,309	55653,79
6000	157,9033	12,937	59460,3

Расчет производится по методике приведенной в [2 и 6]. Результаты расчета приведем в виде таблиц.

Сводим результаты расчета водяного насоса в таблицу 17.

Таблица 17 – Результаты расчета водяного насоса

Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Частота вращения насоса $n_{в.н.}$ , мин <sup>-1</sup>	Окружная скорость входа потока: $u_1$ , м/с	Угол между скоростями $c_1$ и $u_1$ : $\beta_1$ , град.	Ширина лопатки на входе: $b_1$ , м	Радиальная скорость потока на выходе из колеса: $c_r$ , м/с	Ширина лопатки на выходе: $b_2$ , м	Мощность, потребляемая насосом, $N_{в.н.}$ , кВт
840	1020	1,816596	43,41476	0,006478	2,328378	0,000248	0,065824
2000	2400	1,816596	43,41476	0,007708	2,328378	0,000433	0,114797
3800	4080	1,816596	43,41476	0,008731	2,328378	0,000611	0,162077
5400	6720	1,816596	43,41476	0,009901	2,328378	0,000845	0,224172
6000	7440	1,816596	43,41476	0,010167	2,328378	0,000903	0,239505

### 4.3.2 Водяной радиатор

Исходные данные для расчета водяного радиатора системы охлаждения двигателя представлены в таблице 18.

Таблица 18 – Исходные данные для расчета водяного радиатора системы охлаждения двигателя

Температура воздуха перед радиатором, $T_{возд.вх.}$ , К	Температура воды перед радиатором: $T_{вод.вх.}$ , К	Температурный перепад воды в радиаторе: $\Delta T_{вод.}$ , К	Коэффициент теплопередачи для радиатора: К	Средняя теплоемкость воздуха: $c_{возд.}$ , Дж/(кг*К)	Температурный перепад воздуха в решетке радиатора: $\Delta T_{возд.}$ , К
313	363	9,6	160	1000	24

Сводим результаты расчета водяного радиатора в таблицу 19.

Таблица 19 – Результаты расчета водяного радиатора

Частота вращения, $n$ , $\text{мин}^{-1}$	Количество тепла, отводимого от двигателя воздухом: $Q_{\text{возд}}$ , Дж/с	Массовый расход воды, проходящей через радиатор: $G'_{\text{ж}}$ , $\text{м}^3/\text{с}$	Количество воздуха, проходящего через радиатор: $G'_{\text{возд}}$ , кг/с	Поверхность охлаждения радиатора: $F$ , $\text{м}^2$
840	16341,61	0,000449795	0,68090034	3,076357
2000	28499,81	0,000784444	1,187492147	5,365175
3800	40237,76	0,001107525	1,676573299	7,574879
5400	55653,79	0,001531844	2,318907722	10,47699
6000	59460,3	0,001636616	2,47751246	11,19358

### 4.3.3 Расчет вентилятора системы охлаждения

Исходные данные для расчета вентилятора системы охлаждения двигателя представлены в таблице 20. Сводим результаты расчета вентилятора в таблицу 21.

Таблица 20 – Исходные данные для расчета вентилятора системы охлаждения двигателя

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор: $T_{\text{ср.возд}}$ , К	Скорость воздуха перед фронтом радиатора без учета скорости движения автомобиля: $\omega_{\text{возд}}$ , м/с	Безразмерный коэффициент для плоских лопастей: $\psi_{\text{л}}$	КПД вентилятора с плоскими лопастями: $\eta_{\text{в}}$	Напор, создаваемый вентилятором, принимается $\Delta p_{\text{тр}}$ , Па	Атмосферное давление, $P_0$ , МПа	Газовая постоянная воздуха: $R_{\text{в}}$ , Дж/кг*К
325	20	3,41	0,4	800	0,1	287

Таблица 21 - Результаты расчета вентилятора системы охлаждения

Частота вращения, $\text{мин}^{-1}$	Количество воздуха, проходящего через радиатор: $G'_{\text{возд}}$ , кг/с	Производительность вентилятора: $G_{\text{возд}}$ , $\text{м}^3/\text{с}$	Фронтальная поверхность радиатора: $F_{\text{фр.рад}}$ , $\text{м}^2$	Диаметр вентилятора: $D_{\text{вент}}$ , м	Мощность, затрачиваемая на привод осевого вентилятора: $N_{\text{вент}}$ , кВт
840	0,6809	0,635109792	0,03175549	0,20107796	1,361801
2000	1,187492	1,1076333	0,055381665	0,26554496	2,374984
3800	1,676573	1,563823745	0,078191187	0,31552514	3,353147
5400	2,318908	2,162961178	0,108148059	0,37107733	4,637815
6000	2,477512	2,310899747	0,115544987	0,38355762	4,955025

Принимаем диаметр вентилятора исходя из работоспособности системы охлаждения равным 0,384 м.

Выводы по 4-му разделу

Современные системы охлаждения стали намного технически сложнее, как и все другие системы в автомобиле. Чтобы понять и диагностировать современные системы терморегулирования, базовых знаний уже недостаточно. Что необходимо, так это системная компетентность и способность логически мыслить. Охлаждение двигателя было вчера. Сегодня у нас есть термоменеджмент. Результаты, описанные в специальной технической литературе, а также исследования, проведенные в рамках данной работы, позволяют нам прогнозировать, что использование системы охлаждения с двигателем с электронным управлением имеет тенденцию к снижению как энергопотребления, так и температуры стенки цилиндра и температурных колебаний с целью снижения термических напряжений и стабилизации температуры масляной пленки, уменьшающей трение в трущихся деталях. Улучшение экономии топлива также достигается за счет снижения мощности, подаваемой на агрегаты двигателя. Кроме того, экспериментальные результаты, найденные в литературе и наблюдаемые в ходе уже проведенных испытаний, показывают, что выбросы NOx могут быть уменьшены за счет контроля температуры охлаждающей жидкости двигателя, что дополнительно свидетельствует о снижении выбросов CO и HC.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В бакалаврской работе проведен анализ влияния электронной системы управления системой охлаждения на рабочий процесс ДВС на базе ВАЗ-11186. Получены основные выводы по работе:

1. В результате проведенных расчетов поучено, что с применением электронной системы управления системой охлаждения мощность двигателя на ВСХ возрастает на 5%. А эффективность работы на режимах дросселирования повышается на 15%;
2. необходимость гибкого подхода к интенсивности охлаждения двигателя подтверждается расчетно и аналитически, что говорит о перспективности выбранного способа модернизации двигателя ВАЗ в бакалаврской работе.

Выводы по первому разделу

Современные двигатели перешли к новому этапу развития и требуют от систем также повышенную гибкость, что приводит к необходимости создавать и проектировать современные двигатели с электронной системой регулирования жидкостной системы охлаждения.

Выводы по 2-му разделу бакалаврской работы

Топливная эффективность является одним из наиболее важных факторов, влияющих на эффективность наземной техники. Многие инновационные технологии были интегрированы в современные автомобили для улучшения топливной экономичности. Среди этих технологий обновление системы охлаждения двигателя имеет наибольший краткосрочный потенциал и требует самого широкого распространения в ближайшее время.

Выводы по 3-му разделу

Как мы видим регулирование степени охлаждения двигателя не приводит к принципиальному повышению нагрузок и принципиальным сложностям, связанным со снижением ресурса элементов кривошипно-шатунного механизма. Электронная система управления системой

охлаждения в первую очередь влияет на условия тепловой напряженности в камере сгорания и условия образования очагов детонационного горения.

#### Выводы по 4-му разделу

Современные системы охлаждения стали намного технически сложнее, как и все другие системы в автомобиле. Чтобы понять и диагностировать современные системы терморегулирования, базовых знаний уже недостаточно. Что необходимо, так это системная компетентность и способность логически мыслить. Охлаждение двигателя было вчера. Сегодня у нас есть термоменеджмент. Результаты, описанные в специальной технической литературе, а также исследования, проведенные в рамках данной работы, позволяют нам прогнозировать, что использование системы охлаждения с двигателем с электронным управлением имеет тенденцию к снижению как энергопотребления, так и температуры стенки цилиндра и температурных колебаний с целью снижения термических напряжений и стабилизации температуры масляной пленки, уменьшающей трение в трущихся деталях. Улучшение экономии топлива также достигается за счет снижения мощности, подаваемой на агрегаты двигателя. Кроме того, экспериментальные результаты, найденные в литературе и наблюдаемые в ходе уже проведенных испытаний, показывают, что выбросы NOx могут быть уменьшены за счет контроля температуры охлаждающей жидкости двигателя, что дополнительно свидетельствует о снижении выбросов CO и HC.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Конструирование двигателей внутреннего сгорания : учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" направления подготовки "Энергомашиностроение" / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков ; под ред. Н. Д. Чайнова. - 3-е изд. - Москва : Машиностроение, 2023. - 495 с.
- 2 Автомобиль. Устройство. Автомобильные двигатели : учебное пособие / А. В. Костенко, А. В. Петров, Е. А. Степанова [и др.]. - Изд. 3-е, стер. - Санкт-Петербург : Лань, 2023. - 436 с.
- 3 Петров, А. И. Техническая термодинамика и теплопередача : учебник / А. И. Петров. - Изд. 2-е, стер. - Санкт-Петербург : Лань, 2023. - 428 с.
- 4 Баширов, Р. М. Автотракторные двигатели : конструкция, основы теории и расчета : учебник / Р. М. Баширов. - Изд. 4-е, стер. - Санкт-Петербург : Лань, 2022. - 336 с.
- 5 Вальехо М. П. Расчет кинематики и динамики рядных поршневых двигателей : учебное пособие / М. П. Вальехо, Н. Д. Чайнов. - Москва : ИНФРА-М, 2022. - 259 с.
- 6 Суркин, В. И. Основы теории и расчёта автотракторных двигателей : курс лекций : учеб. пособие / В. И. Суркин. - Изд. 2-е, перераб. и доп. - Санкт-Петербург : Лань, 2022. - 304 с.
- 7 Крюков, К. С. Теория и конструкция силовых установок : учеб. пособие / К. С. Крюков. - Москва : ИНФРА-М, 2021. - 211 с.
- 8 Курасов, В. С. Теория двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / В. С. Курасов, В. В. Драгуленко. - Москва : ИНФРА-М, 2021. - 86 с.
- 9 Гоц А. Н. Динамика двигателей : курсовое проектирование : учеб. пособие / А. Н. Гоц. - 3-е изд., испр. и доп. - Москва : ИНФРА-М, 2020. - 175 с.
- 10 Вибе, И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя [Текст] / И.И. Вибе// М. Машиностроение, 1971. - с.282
- 11 Butt, S.S., Prabel, R., Grimmecke, R., and Aschemann, H., "Nonlinear Model-



- Predictive Control for an Engine Cooling System with Smart Valve and Pump,” proceedings of the Methods and Models in Automation and Robotics, pp. 520-525, Miedzyzdroje, Poland, September 2014.
- 12 Khaled, M., Mangi, F., Hage, H., Harambat, F., and Peerhossaini, H., “Fan Air Flow Analysis and Heat Transfer Enhancement of Vehicle Underhood Cooling System- Towards a New Control Approach for Fuel Consumption Reduction,” *Journal of Applied Energy*, vol. 91, no.1, pp. 439-450, 2012.
- 13 Khodabakhshian, M., Feng, L., and Wikander, J., “Predictive Control of the Engine Cooling System for Fuel Efficiency Improvement,” proceedings of the Automation Science and Engineering Conference, pp. 61-66, Taipei, August 2014.
- 14 Kim, H., Shon, J., and Lee, K., “A Study of Fuel Economy and Exhaust Emission According to Engine Coolant and Oil Temperature,” *Journal of Thermal Science and Technology*, vol. 8, no. 1, pp. 255-268, 2013.
- 15 Wang, T., and Wagner, J., “A Smart Engine Cooling System - Experimental Study of Temperature Transient Responses,” proceedings of the SAE World Congress, Paper: 2015-01-1604, Detroit, MI, April 2015.
- 16 Wang, T., and Wagner, J., “Advanced Automotive Thermal Management – Nonlinear Radiator Fan Matrix Control,” *Control Engineering Practice*, vol. 41, pp. 113- 123, August 2015.
- 17 Wang, T., Jagarwal, A., Wagner, J., and Fadel, G., “Optimization of an Automotive Radiator Fan Array Operation to Reduce Power Consumption,” *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 20, pp. 2359-2369, December 2014.
- 18 Allen, D., and Lasecki, M., “Thermal Management Evolution and Controlled Coolant Flow,” proceedings of the Vehicle Thermal Management Systems Conference & Exposition, Paper: 2001-01-1732, Nashville, TN, May 2001.
- 19 Brace, C., Hawley, G., Akehurst, S., Piddock, M., and Pegg, I., “Cooling System Improvements - Assessing the Effects on Emissions and Fuel Economy,” *Journal of Automobile Engineering*, vol. 222, pp. 579-591, 2008.

- 20 Butt, S.S., Prabel, R., and Aschemann, H., "Multi-Variable Flatness-Based Control for an Engine Cooling System," proceedings of the IEEE conference on Control Applications, pp. 1551-1556, Juan Les Antibes, France, October 2014.
- 21 Chanfreau, M., Gessier, B., Farkh, A., and Geels, P., "The Need for an Electrical Water Valve in a Thermal Management Intelligent System (THEMIS)," proceedings of the SAE World Congress, Paper: 2003-01-0274, Detroit, MI, March 2003.
- 22 Dube, P., Natarajan, S., Mulemane, A., and Damodaran, V., "A Numerical Approach to Develop the Front End Cooling Package in a Vehicle Using Predicted Engine Fan Performance Data and Vehicle System Resistances," proceedings of the SAE World Congress, Paper: 2007-01-0542, Detroit, MI, April, 2007.
- 23 Geels, P., Gessier, B., Chanfreau, M., and Tarquis, M., "Advance Control Strategy for Modern Engine Cooling Thermal Systems, and Effect on CO2 and Pollutant Reduction," proceedings of the 6th Vehicle Thermal Management Systems Conference, pp. 631-641, Brighton, U.K., May 2003.
- 24 Kanefsky, P., Nelson, V., and Ranger, M., "A Systems Engineering Approach to Engine Cooling Design," proceedings of the SAE International Truck and Bus Meeting, Paper: 1999-01-3780, Detroit, MI, November 1999.
- 25 Lee, S., Yoo, S., Kim, Y., Jung, H., Kim, S., Yun, M., Lee, J., and Kim, H., "Modeling and Localization of Web-based Fusion Image using VRML in Clinical Stroke Case," proceedings of 2004 Medical Imaging 2004: Visualization, Image-Guided Procedures, and Display, vol.5367, pp.758-765, San Diego, CA, Feb. 2004.
- 26 Melzer, F., Hesse, U., Rocklage, G., and Schmitt, M., "Thermomanagement," proceedings of the SAE World Congress, Paper: 1999-01-0238, Detroit, MI, March, 1999.
- 27 Mitchell, T., Salah, M., Wagner, J., and Dawson, D., "Automotive Thermal Valve Configurations: Enhanced Warm-Up Performance," ASME Journal of

- Dynamic Sys- tems, Measurement and Control, vol. 131, no. 4, pp. 239-244, July 2009.
- 28 Moyle, D., Lasecki, M., and Cornish, B., “Thermal Kits for Truck Fleets,” proceedings of the SAE Commercial Vehicle Engineering Congress, Paper: 2006-1-3542, Chica- go, IL, October 2006.
- 29 Ou, J., Dong, Y., and Yang, B., “Virtual Reality Technology in Engineering Hydrology Education,” proceedings of the 1st International Symposium on Computer Net- work and Multimedia Technology, Wuhan, China, January 2009.
- 30 Regin, F., “A Numerical Analysis on Air-cooling Performance of Passenger Cars,” pro- ceedings of the SAE World Congress, Paper: 2010-01-0554, Detroit, MI, April, 2010.
- 31 Salah, M., Frick, P., Wagner, J., Dawson,D., “Hydraulic Actuated Automotive Cooling Systems - Nonlinear Control and Test,” Control Engineering Practice, vol. 17, pp. 609-621, May 2009.
- 32 Salah, M., Mitchell, T., Wagner, J., and D. Dawson, “A Smart Multiple Loop Automotive Cooling System Model, Control, and Experimental Study,” IEEE/ASME Transac- tions on Mechatronics, vol. 15, no. 1, pp. 117-124, 2010.
- 33 Salah, M., Mitchell, T., Wagner, J., and Dawson, D., “An Advanced Engine Thermal Management System: Nonlinear Control and Test,” IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 10, no. 2, pp. 210-220, April 2005.
- 34 Brian J Luptowski, 2005. .Development of the Enhanced Vehicle and Engine Cooling System Simulation and Application to Active Cooling Control. Technical Paper 2005-01-0697.
- 35 Chad Lehner, et al., 2001. .., SAE .Design and Development of a Model Based Feedback Controlled Cooling System for Heavy Duty Diesel Truck Applications Using a Vehicle Engine Cooling System Simulation. Technical Paper 2001-01-0336.
- 36 EURO V .Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2007..

- 37 Heywood, John B., 1988 "Internal combustion engine fundamentals", McGraw-Hill, 62 p.
- 38 H. H. Pang., 2004. .Potential of a Controllable Engine Cooling System to Reduce Nox Emissions in Diesel Engines ., Technical Paper 2004-01-0054.
- 39 Ribeiro, E., et al. 2007. .Electric Water Pump for Engine Cooling. Technical Paper 2007-01-2785.
- 40 Xu, Z., Johnson, J. H., and Chiang, E. C., 1984, .A Simulation Study of a Computer Controlled Cooling System for a Diesel Powered Truck., SAE paper 841711.
- 41 Xu, Z., Johnson, J. H., and Chiang, E. C., 1984, .The Design and Testing of a Computer Controlled Cooling System for a Diesel Powered Truck., SAE paper 841712.