

УДК 621.43.056

DOI: 10.46960/2782-5477\_2023\_1\_24

М.В. Фролов, М.В. Логинова, А.В. Фофанов

## РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Акционерное общество «РУМО»

*Нижний Новгород, Россия*

Представлен анализ способов регулирования давления наддувочного воздуха газового двигателя. Рассмотрены особенности возможных схем регулирования для компрессорной части турбокомпрессора, обоснована необходимость регулирования давления наддувочного воздуха при изменении нагрузки на двигатель.

**Ключевые слова:** газовый двигатель, рабочий процесс, коэффициент избытка воздуха, регулирование давления наддувочного воздуха, центробежный компрессор.

### Введение

Главным преимуществом газового двигателя с форкамерно-факельным зажиганием, по сравнению с традиционной системой искрового зажигания, является способность работать на обедненной смеси. Это позволяет снизить вредные выбросы в отработавших газах (ОГ) до норм удельных средневзвешенных выбросов без применения дорогостоящих катализаторов, чтобы соответствовать ГОСТ 31967-2012 «Выбросы вредных веществ с отработавшими газами». Обеднение топливоздушная смеси (ТВС) до коэффициента избытка воздуха ( $\alpha$ ) более 2,2 позволяет снизить в ОГ концентрацию оксидов азота и углерода, а также уменьшить расход топлива. Однако дальнейшее обеднение смеси  $\alpha > 2,4$  в общем случае приводит к пропускам зажигания и ухудшению энергетических и экологических показателей работы двигателя. Таким образом, процесс регулирования количества подаваемого воздуха представляет собой очень важную задачу, так как коридор эффективной и экологичной работы двигателя имеет весьма узкие границы.

### Характеристики и особенности рабочего процесса двигателя РУМО-502 (8Г22 Г1)

Двигатель РУМО-502 был создан как главный судовой дизельный двигатель с заявленной мощностью 1000 кВт при 900 мин<sup>-1</sup>. При переводе двигателя с дизельным циклом на газообразное топливо ожидаемо произошло падение мощности до 800 кВт при 1000 мин<sup>-1</sup>. Была поставлена задача сохранения первоначальной мощности дизельного прототипа при изменении характеристик наддува. Основные технические характеристики газового двигателя представлены в табл. 1. При переводе дизельного двигателя на работу на природном газе неизбежно возникают новые, нехарактерные для работы на дизельном топливе явления, связанные с особенностями протекания процессов горения.

Как известно, эффективная мощность двигателя прямо пропорциональна теплотворности горючей смеси, поэтому при переводе двигателя с жидкого топлива на газообразное имеет место снижение мощности. Причиной этого является более низкая теплотворная способность горючей смеси из газа с воздухом, чем смеси из жидкого топлива. Вследствие меньшего значения коэффициента молекулярного изменения при горении газообразных топлив по сравнению с горением жидких топлив, уменьшается среднее индикаторное давление. При этом среднее эффективное давление пропорционально теплотворности горючей смеси.

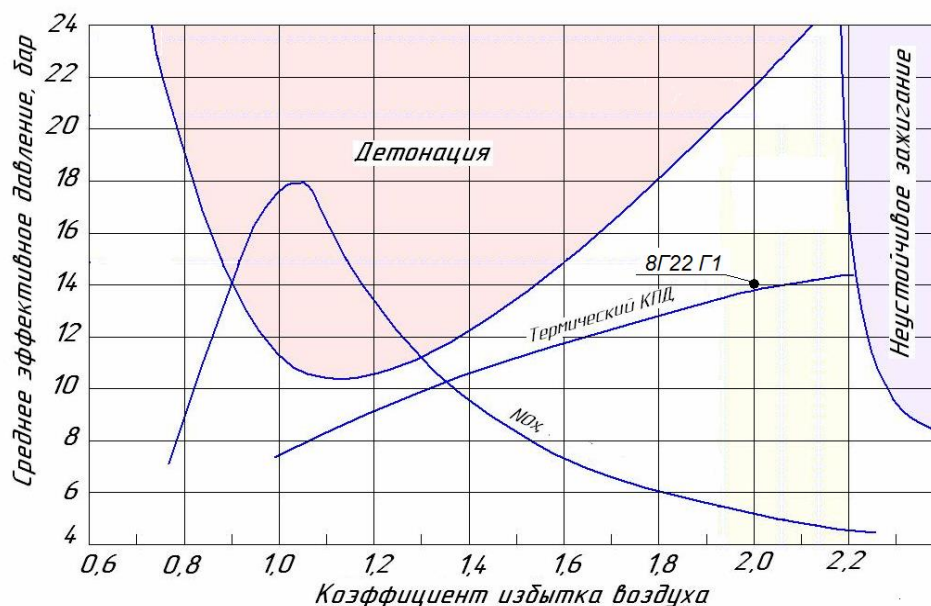
Таблица 1.

## Основные технические характеристики РУМО-502

Наименования параметров и единицы их измерения	РУМО-502 (8ГЧН22/28) [1]
Тип двигателя	Трехтактный, четырехтактный, с форкамерно-факельным зажиганием, с турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха
Число цилиндров	8
Порядок работы цилиндров	1-7-5-3-8-2-4-6
Диаметр цилиндра, мм	220
Ход поршня, мм	280
Мощность, кВт	1052
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	1000
Степень сжатия	9,5...10
Тип ТК	ТК26-61
Среднее эффективное давление, бар	14,06
Максимальное давление сгорания, кг/см <sup>2</sup>	130
Часовой расход топливного газа на номинальной мощности, м <sup>3</sup> /час	295
Температура выпускных газов по цилиндрам, °С	465±15

Основываясь на данных положениях, повышение мощности газового двигателя может быть осуществлено увеличением коэффициента наполнения в цилиндрах двигателя, которое достигается понижением температуры смеси, увеличением времени и высоты подъема клапанов, а также повышением форсировки двигателя (повышением давления наддува). Создание газового двигателя с мощностью, равной дизельному варианту, было осуществлено за счет увеличения расхода газа и повышения степени наддува. Подбор турбокомпрессора, обеспечивающего газовой двигатель РУМО-502 необходимым количеством воздуха, ограничился производимыми в РФ. В результате на двигатель был установлен турбокомпрессор ТК26-61, в турбинной части которого при совершении работы ОГ на определенных режимах создавалась подача воздуха более необходимого количества.

Соответственно, для обеспечения работы двигателя, в частности, нормальной температуры ОГ перед ТК и ограничения давления наддувочного воздуха, потребовалось оборудование двигателя ручным запорным клапаном, обеспечивающим сброс воздуха из наддувочного ресивера двигателя. Это переоборудование позволило выпускать излишки воздуха, точнее регулировать количество поступающего в цилиндры двигателя воздуха при нагрузке более 50 %. В свою очередь, при недостаточном открытии клапана обеднение смеси приводило к периодическим пропускам вспышек в цилиндрах двигателя и, как следствие, к взрывам в выпускной трубе двигателя и повышенному расходу топливного газа, т.е. к появлению негоревших углеводородов в составе ОГ. Расчет рабочего процесса для двигателя РУМО-502, выполненный по программе *Дизель-РК* в МГТУ им. Н.Э. Баумана [2] показывает, что обеднение смеси до величин 2,1...2,15 положительно сказывается на уменьшении выбросов NOx, однако горение топлива может быть нестабильным. На рис. 1 представлены общие расчетные характеристики рабочего процесса газового двигателя в зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .



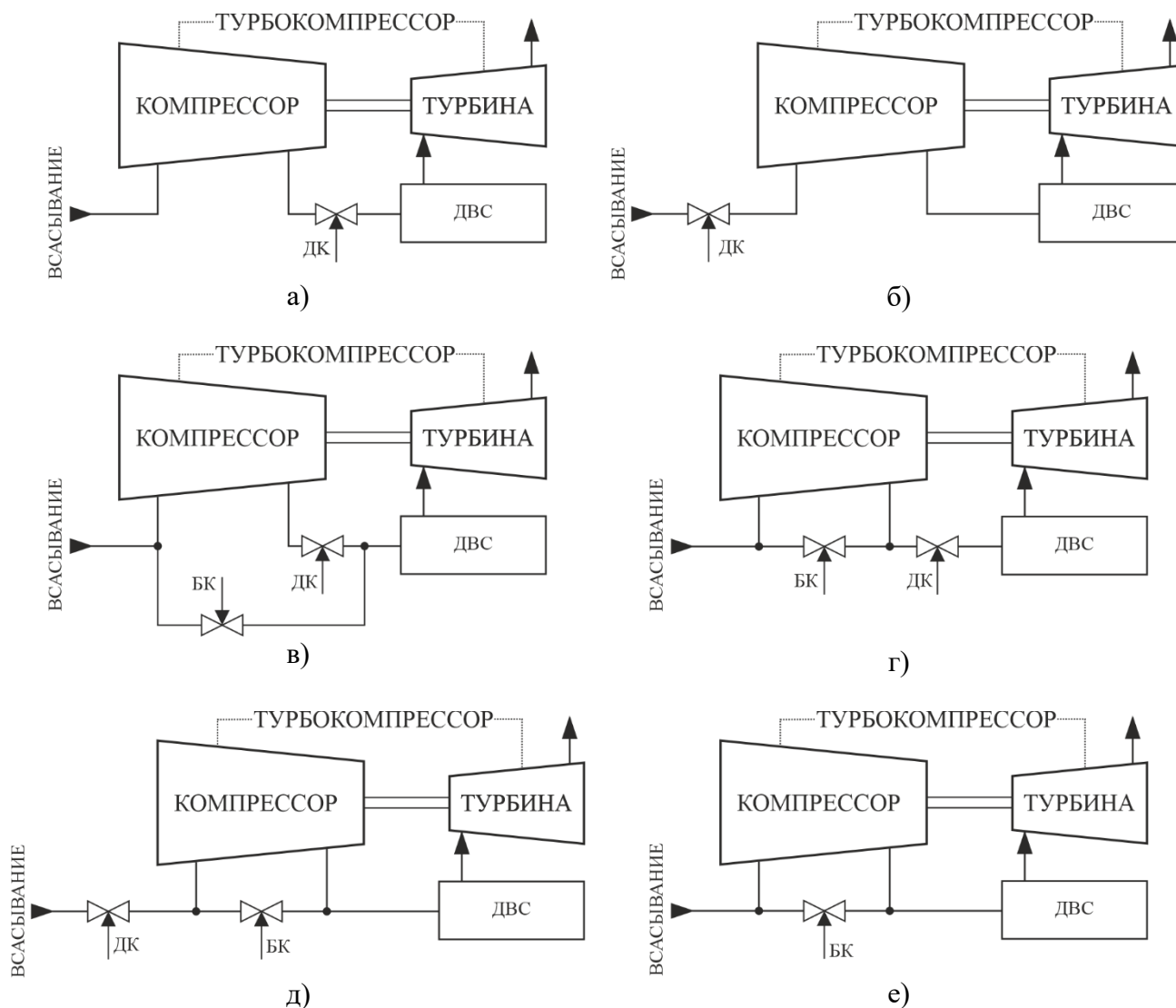
**Рис. 1. Параметры рабочего процесса двигателя РУМО-502(8Г22 Г1) в зависимости от коэффициента избытка воздуха**

По результатам расчетов было определено, что для обеспечения стабильности горения основного заряда газовой смеси потребуется организация более мощного факела из имеющейся форкамеры и, следовательно, увеличение ее объема. Принимая во внимание тот факт, что параметры форкамеры ограничиваются конструкцией существующего газового двигателя, был предложен альтернативный способ организации рабочего процесса – работа с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$  в пределах 1,6...1,8. При этом, согласно графику (рис. 1), появляется вероятность появления детонации – преждевременного самовозгорания газовой смеси.

Явление детонации изучено в достаточной степени, установлено, что детонация в двигателе находится в сильной зависимости от условий, в которых она происходит [4-6, 9], т.е. от изменения параметров, определяющих режим работы двигателя (состав смеси, опережение зажигания, наддув, скорость вращения двигателя). Поскольку двигатель РУМО-502 предназначен для работы в составе электроагрегата и должен работать в широком диапазоне изменения нагрузки при постоянном количестве оборотов, однозначно можно определить, что для сохранения высоких показателей мощности, безопасности, экономичности и экологичности коэффициент избытка воздуха двигателя должен при изменении нагрузки оставаться в узком диапазоне между зоной детонации и зоной пропуска вспышек. Поэтому необходимо иметь возможность регулировать коэффициент избытка воздуха для качественного протекания рабочего процесса.

### Способы регулирования турбокомпрессора

Наибольшее распространение в качестве компрессионных устройств агрегатов наддува поршневых ДВС получили центробежные компрессоры. Центробежные компрессоры – нагнетатели представляют собой высоконапорные лопаточные машины, в которых механическая энергия привода используется для увеличения потенциальной и кинетической энергии воздуха. Для регулирования параметров наддува ТК могут применяться методы, разработанные и широко применяемые для промышленных центробежных компрессоров [7]. На рис. 2 показаны возможные варианты установки регулируемых дросселирующих и байпасных заслонок в компрессорной части системы наддува двигателей.



**Рис. 2. Схемы регулирования компрессорной части ТК:**  
 ДК – дроссельный клапан, БК – байпасный клапан

Для понимания принципов регулирования рассмотрим работу турбокомпрессора в квазистационарном режиме при его неизменных оборотах и опишем существующие схемы регулирования центробежных компрессоров.

*Метод дросселирования на нагнетании* (рис. 2а) не влияет на характеристику компрессорной ступени ТК, меняется только характеристика нагрузки компрессора, добавляя характеристику (сопротивление) дросселя на нагнетании к характеристике (сопротивлению) системы подачи воздуха на горение. При полностью открытом положении ДК выходные параметры компрессора (рис. 3) определяются рабочей точкой РТ1 (с соответствующими давлением и расходом). При закрытии ДК выходные параметры характеризуются переходом рабочей точки от РТ1 до РТ2. В этой схеме при открытии ДК давление будет снижаться, расход расти. Диапазон регулирования компрессора лежит в пределах от границы помпажа – РТ3 до РТ1.

*Метод дросселирования на всасывании* (рис. 2б) не меняет характеристику компрессорной части ТК, но меняет начальное давление на входе в компрессор. Таким образом, если расходная характеристика двигателя определяется кривой 2 (рис. 3), выходные параметры

компрессора можно изменять от РТ4 до РТ1 закрывая ДК, и наоборот, приоткрывая ДК перемещать рабочую точку от РТ1 до РТ4.

*Метод байпасирования* (рис. 2е) также не меняет газодинамическую характеристику компрессорной ступени, но меняет характеристику нагрузки ТК, причем, если при дросселировании на нагнетании сопротивление нагрузки складывается с сопротивлением дросселирующего клапана, то при открытии байпасного клапана от характеристики нагрузки вычитается характеристика байпасной заслонки, т.е. сопротивление работе ТК уменьшается. Если в определенном момент при полностью закрытом положении БК выходные параметры компрессора (рис. 3) определяются рабочей точкой РТ4, то при открытии БК выходные параметры характеризуются переходом рабочей точки от РТ4 до РТ5, и в зависимости от параметров БК ограничиваются РТ6. При закрытии БК рабочая точка возвращается в положение РТ4.

Рассмотрим варианты совместного применения БК и ДК, как результат комбинации основных методов для регулирования наддува в квазистатическом режиме при неизменных оборотах ТК.

*Вариант БК за ДК на нагнетании* (рис. 2в). Если в определенный момент времени при полностью закрытом положении БК и открытом ДК выходные параметры компрессора (рис. 3) определяются рабочей точкой РТ7, то при закрытии ДК выходные параметры характеризуются переходом рабочей точки от РТ7 до РТ8. При открытии БК сопротивление работе ТК уменьшается, и рабочая точка возвращается в положение РТ7. При открытом ДК и открытом БК выходные параметры могут определяться рабочей точкой РТ9.

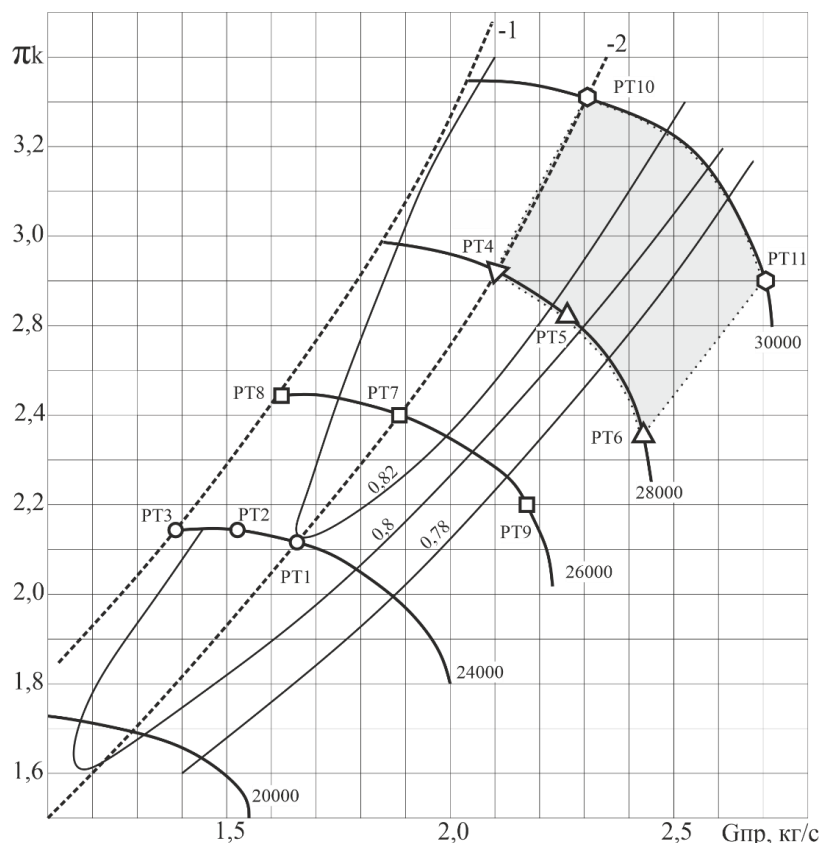
*Вариант ДК на нагнетании и БК* (рис. 2г). Если в определенный момент времени при полностью закрытом положении БК и открытом ДК выходные параметры компрессора (рис.3) определяются рабочей точкой РТ7, то при открытии БК выходные параметры характеризуются переходом рабочей точки от РТ7 до РТ9. При открытии ДК рабочая точка возвращается в положение РТ7. При открытом ДК и закрытом БК выходные параметры могут определяться рабочей точкой РТ8.

*Вариант ДК на всасывании и БК* (рис. 2д). Если в определенный момент времени при полностью закрытом положении БК и открытом ДК выходные параметры компрессора (рис.3) определяются рабочей точкой РТ10, то при открытии БК выходные параметры характеризуются переходом рабочей точки от РТ10 до РТ11. Далее в случае закрытия ДК рабочая точка переходит в положение РТ6. В случае закрытия БК и открытом ДК выходные параметры могут определяться рабочей точкой РТ4.

Таким образом, область регулирования, ограниченная рабочими точками РТ10-РТ11-РТ6-РТ4, в которой могут располагаться выходные параметры компрессора при совместном регулировании ДК и БК по схеме рис. 2 д, имеет наибольшее значение. Способ регулирования параметров ТК по схеме рис. 2 д может являться самым предпочтительным из комбинированных схем с совместным применением ДК и БК в случае необходимости более глубокого регулирования давления наддувочного воздуха.

Схемы с комбинированным применением ДК и БК (рис. 2 в и г) с точки зрения совместного регулирования равнозначны и эффективны в сравнении со схемами с одним клапаном. В некоторых случаях применение этих схем можно рассматривать как способ регулирования на разных диапазонах: ДК используется при запуске и на холостом ходу, БК регулирует производительность ТК при нагрузке более 50 % [7]. Взамен этих схем можно рассмотреть базовую с одним БК (рис. 2 е) как более простой в реализации способ.

Базовая схема с одним ДК на всасывании рис. 2б представляет возможность глубокого регулирования параметров ТК (в сторону уменьшения от текущей рабочей точки), поэтому этот метод наиболее часто применяется при регулировании промышленных центробежных компрессоров с электроприводом с постоянной частотой вращения.



**Рис. 3. Характеристика ТК26В-61:**

*1 – граница помпажа ТК, 2 – расходная характеристика условного двигателя*

В статье не рассматривается способ регулирования изменением в проточной части регулировкой угла входа потока воздуха на лопатки рабочего колеса [3] и способ регулирования производительности центробежного компрессора изменением оборотов [8], поскольку обороты ТК в составе ДВС возможно непосредственно регулировать только за счет перепуска ОГ помимо турбинной части. По мнению авторов, обороты ТК предпочтительнее держать на максимально возможном уровне, в этом случае гарантируется приемистость электроагрегата, и при набросе нагрузки влияние инерционности турбокомпрессора на время переходного процесса электроагрегата возможно снизить.

Изменение нагрузки компрессорной части ТК (изменение сопротивления системы подачи воздуха на горение) неизбежно приведет к изменениям в протекании рабочего процесса газового двигателя, а это в свою очередь окажет влияние на работу турбинной части ТК. Инерционность турбокомпрессора при быстром набросе нагрузки может вызывать кратковременный дефицит расхода воздуха, что создает опасность детонации, а при сбросе нагрузки – кратковременный переизбыток, что может привести к возникновению пропуска вспышек и как следствие к останову двигателя из-за неспособности к воспламенению [10]. Аналитически можно определить, что при неизменной нагрузке при закрытии ДК или открытии БК будет происходить снижение оборотов ТК и давления наддувочного воздуха, и, наоборот, при закрытии БК или открытии ДК обороты ТК будут повышаться, также, как и давление наддувочного воздуха.

На испытательном стенде АО «РУМО» для электроагрегата РУМО-502 проводились экспериментальные работы по внедрению байпасной и дроссельной заслонок по схеме на рис. 2 г. По результатам испытаний принято, что в конфигурации системы БК+ДК на электроагрегате РУМО-502 закрытие дроссельной заслонки уменьшает время пуска двигателя, а байпасная заслонка дает возможность отказаться от ручного запорного клапана.

### Выводы

Газовый двигатель, работающий на обедненной смеси, может работать стабильно и с максимальной эффективностью в определенном диапазоне коэффициента избытка воздуха, в зависимости от нагрузки на двигатель. В связи с этим возникает необходимость контролировать и регулировать давление наддувочного воздуха. Применение дроссельного и байпасного клапана в компрессорной части ТК позволяет осуществлять такое регулирование. Выбор схемы регулирования компрессорной части ТК дроссельным и байпасным клапанами необходимо делать исходя из режимов работы газового двигателя, его расходной характеристики, инерционности ТК, а также учитывая необходимую глубину регулирования наддувочного воздуха.

Для регулирования давления наддувочного воздуха электроагрегата наиболее оптимальной с точки зрения сложности реализации и доступным диапазоном регулирования по мнению авторов является схема использования одиночного байпасного клапана. Схема регулирования ТК с совместным использованием байпасного и дросселирующего клапана на всасывании оптимальна при работе электроагрегата на резко переменную нагрузку, поскольку только такая схема позволяет осуществить регулирование наддувочного воздуха в наиболее широком диапазоне. Методы контроля давления наддувочного воздуха, а также способы определения его необходимого значения являются предметом отдельного исследования, поэтому в данной статье не рассматриваются.

### Библиографический список

1. Электроагрегаты газопоршневые 6,8ДГ22Г1(2). Руководство по эксплуатации 6,8ДГ22Г1(2)-1000РЭ. Н. Новгород, 2008, 245с.
2. Оптимизация рабочего процесса двигателей 8Г22 производства АО «РУМО». Научно-технический отчет по договору № 25-04/20 – СГКДВС-1 от 25.04.2020г. с АО «РУМО». Научный руководитель работы и исполнитель д.т.н. Кулешов А.С. (МГТУ им. Н.Э. Баумана).
3. Мисарек, Д.М. Турбокомпрессоры / Д.М. Мисарек. – М.: Машиностроение, 1968. – 236 с.
4. Брoze, Д.Д. Сгорание в поршневых двигателях / Д.Д. Брoze – М.: Машиностроение, 1969. – 248 с.
5. Генкин, К.И. Газовые двигатели / К.И. Генкин. – М.: Машиностроение, 1977. – 196 с.
6. Воинов, А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях / А.Н. Воинов. – М.: Машиностроение, 1977. – 277 с.
7. Хисамеев, И.Г. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров / И.Г. Хисамеев, В.А. Максимов, Г.С. Баткис, Я.З. Гузельбаев. – Казань: «ФЭН», 2010. – 671 с.
8. Андрусенко, С.Е. Адаптивная система управления рабочим процессом газопоршневого двигателя внутреннего сгорания / С.Е. Андрусенко, М.В. Фролов, А.В. Фофанов // Двигателестроение. 2021. № 4(286). С. 22-27.
9. Eriksson, L. Modeling and Control of Engines and Drivelines (Automotive Series) / L. Eriksson, L. Nielsen. – Wiley: Kindle Edition., 2014. – 556 p.
10. Развитие конструкции газовых двигателей (по материалам Конгресса СИМАС) // Двигателестроение. 2020. № 3(281). С. 35-53.