

Особенности работы газотурбинной установки на смеси водорода и природного газа

А. М. Балакин, А. Р. Бадамшин, Ю. В. Матвеев,
М. А. Лаптев, В. В. Барсков

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Санкт-Петербург, Россия

Balakinant@yandex.ru, Badamshin1999@gmail.com, matyury@mail.ru,
mikhail.laptev@outlook.com, viktorbarskov@mail.ru

Аннотация. В статье рассматривается влияние водорода в топливе на эффективные показатели газотурбинной установки при различном содержании водорода в смеси с природным газом.

Ключевые слова: газотурбинная установка; водород; метано-водородная смесь.

I. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

Снижение вредных выбросов в атмосферу является важной задачей в современном мире. Россия также стремится к снижению выбросов в атмосферу. Согласно распоряжению правительства Российской Федерации от 29 октября 2021 г. № 3052-р [1], планируется по целевому сценарию снизить количество выбросов парниковых газов к 2050 году до 1830 млн тонн эквивалента углекислого газа. На 2019 год этот показатель составляет 2119 млн тонн эквивалента углекислого газа.

Один из предполагаемых путей снижения вредных выбросов является развитие водородной энергетики, и перевод энергетического сектора на водородное и метано-водородное топливо. Согласно распоряжению правительства Российской Федерации от 12 октября 2020 г. № 2634-р [2], разработан план развития водородной энергетики до 2024 года. К 2024 году планируется разработать, изготовить и провести испытания газовых турбин на метано-водородном топливе и реализация пилотных проектов по выработке водорода, например, на электрических станциях. Также, в плане развития водородной энергетики говорится о том, что, начиная с 1 квартала 2022 года планируется подготовка предложений по продвижению водорода российского производства на международных рынках, что делает развитие водородной энергетики необходимым не только с точки зрения снижения выбросов парниковых газов, но и с точки зрения экономического развития страны.

Промежуточной стадией для перехода от природного газа к применению чистого водорода является метано-водородные смеси. На данный момент разработана установка по выработке метано-водородных смесей на основе реактора адиабатической конверсии метана и проводятся исследования по ее применению для газотурбинных установок. Согласно [3], предлагается использовать газотурбинные установки по технологии «Тандем» с использованием теплоты уходящих газов для выработки метано-водородной смеси. Схема данной установки представлена на рис. 1.

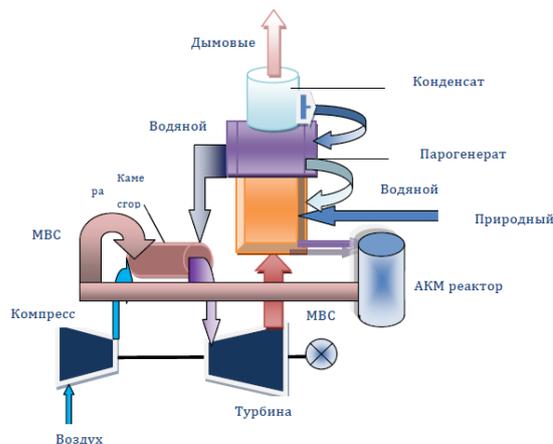


Рис. 1. Схема газотурбинной установки по технологии «Тандем»

Отмечается, что данная установка может повысить мощность по сравнению с обычной газотурбинной установкой до 70–80 %, а снижение расхода топлива до 35–40 % при одновременном снижении эмиссии азотосодержащих выбросов в 4–8 раз.

II. МЕТОДОЛОГИЯ

Объектом исследования является тепловая газотурбинная установка, тепловая схема которой показана на рис. 1. Воздух при параметрах атмосферы ($P_n = 0,1013$ Мпа, $T_n = 288$ К) поступает во входное устройство, после чего идет в компрессор. Далее сжатый воздух поступает в камеру сгорания, где происходит горение газообразного топлива, после чего газ поступает в турбину компрессора, а после нее в силовую турбину. Через выходное устройство газ выбрасывается в атмосферу.

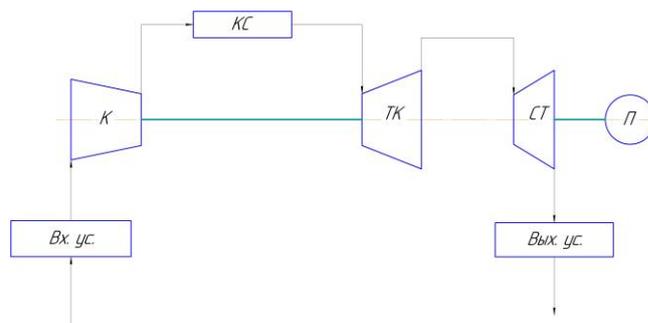


Рис. 2. Тепловая схема исследуемой газотурбинной установки

В качестве природного газа, используемого в газотурбинной установке принят ленинградский природный газ [4], состав которого представлен в табл. 1.

ТАБЛИЦА I СОСТАВ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Компонент	Доля газа в % объема
Азот	2,5
Сероводород	–
Углекислый газ	0,1
Водород	–
Окись углерода	–
Остальные углеводороды метанового ряда	0,6
Пропан	0,7
Этан	6,0
Метан	86,9

Расчет производится в программе Python при различных меняющихся параметрах с целью определения оптимальных режимов работы установки. Тепловая схема рассчитывается для трех температур газа на входе в турбину компрессора T_3^* 1100 К, 1200К, 1300К. Так как повышение данной температуры является одним из способов увеличения эффективного КПД турбины, то есть смысл рассмотреть тепловую схемы при различных значениях данного параметра.

Вторым изменяемым параметром является степень повышения давления в компрессоре. Для каждой газотурбинной установки существует оптимальное значение степени повышения давления в компрессоре, так как при малых его значениях не будет развито достаточное давление газа, для эффективной работы, а

при слишком больших наоборот, что тоже приводит к падению эффективности, поэтому сделать данный параметр варьируемым является целесообразным.

Третьим варьируемым параметром является доля водорода в смеси с природным газом. Ее значение меняется от 0 до 100 %, тем самым будет рассмотрено применение не только смеси водорода и природного газа, но и применение чистого водорода и природного газа. Стоит отметить, что в выбранном для исследования ленинградском природном газе содержание водорода равно 0%, тем самым исключено его влияние внутри самого природного газа.

Расчет тепловой схемы затрудняется тем, что компонентный состав топлива меняется, тем самым происходит изменение продуктов сгорания, что в свою очередь влияет на состав газа, поступающего в турбину. Для проектирования газотурбинных установок используются экспериментальные данные по определению продуктов горения, поэтому в рамках аналитического расчета можно сделать только оценочный расчет параметров газа, такие как теплоемкость, газовая постоянная и показатель адиабаты.

Для топлив приняты параметры давления $P_1=0,2$ Мпа и температуры $t_1 = 20$ °С. Низшая теплота сгорания топлива считается по формуле [4]:

$$Q_p^H = \frac{68200 \cdot CO + 57810 \cdot H_2 + 192400 \cdot CH_4 + 320400 \cdot C_2H_6 + 123740 \cdot H_2S}{100 \cdot 22,4} \text{ Дж / кг} \quad (1)$$

где Q_p^H – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг; CO, H_2 , CH_4 , C_2H_6 , H_2S – содержание компонентов в процентах по объему.

Зная давление топлива и его температуру, можно определить плотность каждого компонента, а далее посчитать удельный вес топлива как для газовой смеси. Это необходимо для определения стехиометрического количества воздуха:

$$L_0 = \frac{0,0616}{\rho_T} \cdot (0,5CO + 0,5H_2 + 2CH_4 + 1,5H_2S + \sum (m + \frac{n}{4}) \cdot C_N H_m)$$

$$V_0 = 0,0476 \cdot (0,5CO + 0,5H_2 + 2CH_4 + 1,5H_2S + \sum (m + \frac{n}{4}) C_N H_m)$$

где L_0 – массовое стехиометрическое количество воздуха, кг/кг, V_0 – массовое стехиометрическое количество воздуха, м³/м³.

Далее необходимо определить коэффициент избытка воздуха. Для этого сперва определим продукты сгорания при коэффициенте избытка воздуха равного единица по формулам [5]:

$$V_{0N_2} = 0,79 \cdot V_0 + 0,01 \cdot N_2$$

$$V_{0RO_2} = 0,01 \cdot (CO_2 + CO + H_2S + CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8)$$

$$V_{0H_2O} = 0,01 \cdot (H_2S + H_2 + 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8) + 0,0161 \cdot V_0$$

$$V_r = V_{0RO_2} + V_{0H_2O} + V_{0H_2O}$$

После чего рассчитывается теплоемкость газовой смеси при коэффициенте избытка воздуха равным 1, как для обычной газовой смеси.

После нахождения массового стехиометрического количества воздуха и теплоемкости газа при $\alpha=1$, определяется относительное количества воздуха в продуктах сгорания за камерой сгорания:

$$g_e = \frac{Q_p^H \cdot \eta_{кс} + L_0 \cdot (c_{pmi})_{e2} \cdot t_2^* - (L_0 + 1) \cdot (c_{pmia=1})_{r3} \cdot t_3^*}{(c_{pmi})_{e3} \cdot t_3^* - (c_{pmi})_{e2} \cdot t_2^*}$$

где g_e – относительное количества воздуха в продуктах сгорания за камерой сгорания; $\eta_{кс}$ – полнота сгорания топлива в камере сгорания; $(c_{pmi})_{e3}$ – изобарная теплоемкость воздуха при температуре T_3^* , кДж / (кг · К); $(c_{pmi})_{e2}$ – изобарная теплоемкость воздуха при температуре T_2^* , кДж / (кг · К); $(c_{pmia=1})_{r3}$ – изобарная теплоемкость продуктов сгорания при T_3 и $\alpha = 1$, кДж / (кг · К).

Зная эту величину и L_0 , можно определить коэффициент избытка воздуха:

$$a = \frac{L_0 + g_e}{L_0}$$

Далее необходимо определить параметры газа, поступающего в турбину.

После этого параметры газа определяются как для газовой смеси, с учетом того, что коэффициент избытка воздуха $\alpha \neq 1$. Аналитически можно определить только выбросы трехатомных газов, а именно сумма выбросов оксида серы и углекислого газа. Но так как в основном они состоят из CO_2 , то примем для них параметры для CO_2 и в дальнейшем будем рассматривать их как углекислый газ.

Так как на потребителя идет работа, вырабатываемая силовой турбиной, то для рассмотрения энергетических параметров газотурбинной установки интересно будет эффективный КПД и удельная работа ГТУ

$$H_g = (1 + g_T) \cdot (1 - g'_{охл}) \cdot H_T \cdot \eta_{тм} - \left(\frac{H_K}{\eta_{км}} \right) \quad (2)$$

$$\eta_e = \frac{H_g}{q_1} \quad (3)$$

где H_g – удельная работа ГТУ, кДж/кг; g_T – относительный расход топлива; $g'_{охл}$ – относительный расход воздуха на охлаждение; H_T – полезная работа расширения в турбине, кДж/кг; $\eta_{тм}$ – коэффициент механических потерь в турбине; $\eta_{км}$ – коэффициент механических потерь в компрессоре; H_K – полезная работа сжатия в компрессоре, кДж/кг; η_e – эффективный КПД; q_1 – удельный расход теплоты в камере сгорания с учетом потерь, кДж/кг.

III. РЕЗУЛЬТАТЫ

На рис. 3 представлен график зависимости нижней теплоты сгорания топлива от доли водорода.

Как можно видеть, низшая теплота сгорания уменьшается по мере увеличения доли водорода. Это связано с тем, что из формулы (1) следует, что основные элементы топлива, которые выделяют больше нижней теплоты сгорания, являются углеводороды. Несмотря на то, что высшая теплота сгорания водорода выше, чем у метана, при сгорании водорода образуется большое количество воды, поэтому часть теплоты, выделившаяся при его горении, уходит на ее испарение, поэтому по сравнению с углеводородами он имеет меньшую низшую теплоту сгорания, а следовательно, при сжигании топлива выделяется меньше теплоты.

На рис. 4–6 представлены графики зависимости эффективного КПД, рассчитанного по формуле (2). Как можно видеть из графиков, при повышении доли водорода происходит снижения коэффициента полезного действия, а максимум находится при его содержании равном 0%. Это происходит из-за того, что происходит сильное увеличение относительного расхода топлива. Несмотря на то, что низшая теплота уменьшается, увеличение расхода топлива происходит быстрее, поэтому удельный расход теплоты в камере сгорания растет, что в свою очередь приводит к снижению эффективного КПД.

Также стоит отметить, что при увеличении температуры T_3^* , КПД для одних и тех же значения повышения давления в компрессоре растет, но при этом точка перегиба графиков, когда он начинает идти на спад становится менее выражено. Так, при $T_3^* = 1100$ К, максимальный КПД был достигнут при степени повышения давления 20, а при $T_3^* = 1300$ К, пиковое значение было достигнуто при степени повышения давления 37,25. Проектировка турбин на высокие степени повышения давления достаточно сложный процесс, поэтому можно сделать вывод, что повышение температуры перед турбиной не всегда является целесообразным.

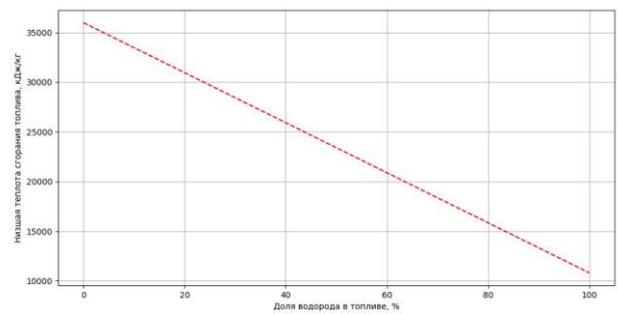


Рис. 3. График зависимости нижней теплоты сгорания топлива от доли водорода в топливе

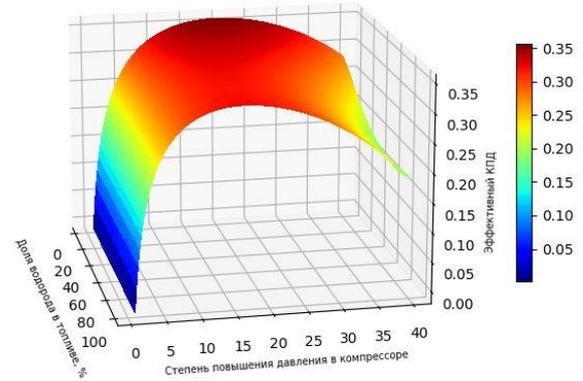


Рис. 4. Графики зависимостей эффективного КПД от степени повышения давления и доли водорода в топливе при $T_3^* = 1100$ К

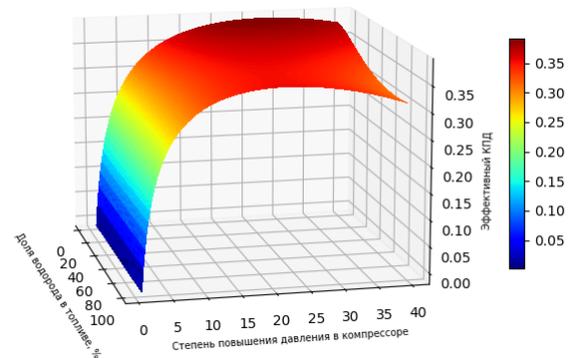


Рис. 5. Графики зависимостей эффективного КПД от степени повышения давления и доли водорода в топливе при $T_3^* = 1200$ К

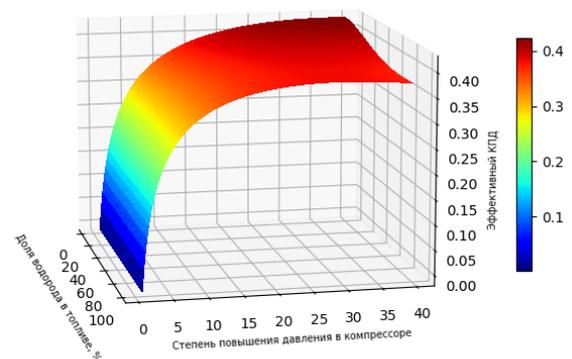


Рис. 6. Графики зависимостей эффективного КПД от степени повышения давления и доли водорода в топливе при $T_3^* = 1300$ К

На рис. 7 показан зависимость содержания трехатомных газов для $T_3^* = 1200$ К. Как видно из графика, массовая доля трехатомных газов при повышении доли водорода сводится к нулю, так как содержания серы и углеводородов в топливе нет, из которых образуются данные выбросы. Так как трехатомные составляющие в основном состоят из углекислого газа, можно сделать вывод, что при переходе на водород их содержание в выходящем из турбины газе сводится к нулю.

На рис. 8 представлена зависимость массовой доли воды в выходящем газе при $T_3^* = 1200$ К. Как видно из графика, массовая доля воды снижается, что объясняется тем, что повышается коэффициент избытка воздуха. Так как содержание воды только уменьшается, применение водорода, не должно привести к эрозионному разрушению лопаток турбин несмотря на то, что при применении чистого водорода единственный образующийся продукт горения топлива является вода.

Для температур $T_3^* = 1100$ и 1300 К графики 7 и 8 имеют подобный вид.

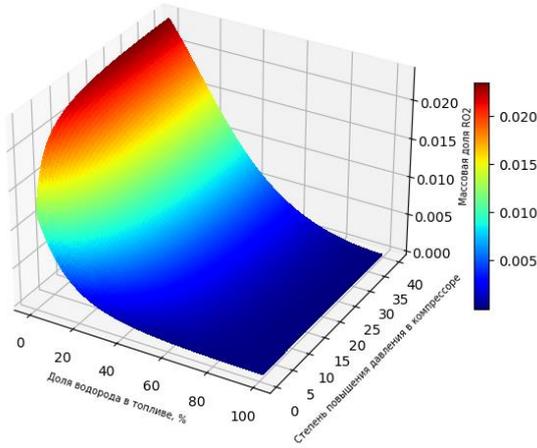


Рис. 7. Массовая доля трех атомных газов в выходящем газе при $T_3^* = 1200$ К

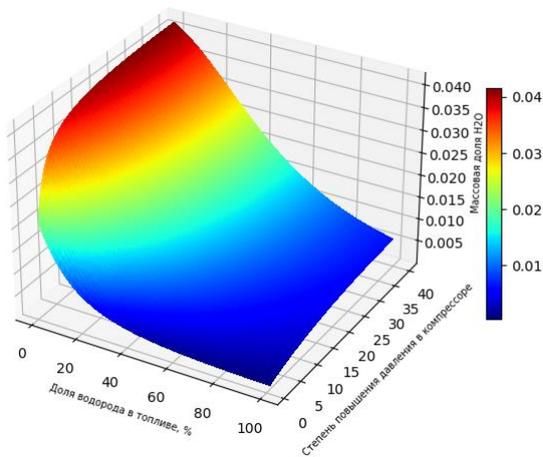


Рис. 8. Массовая доля воды в выходящем газе при $T_3^* = 1200$ К

На рис. 9 представлено изменение удельной изобарной теплоемкости газа при $T_3^* = 1200$ К. Можно наблюдать, что при повышении степени давления теплоемкость газа увеличивается. Это связано с тем, что при больших степенях сжатия в компрессоре увеличивается расход топлива, что приводит к выработке

большого числа продуктов горения и как видно из графиков 6–7, это приводит к повышению массовой доли продуктов горения в газе. При повышении доли водорода замечен спад удельной теплоемкости газа в пределах 100 Дж/кг. Так как образующиеся пары воды, при сгорании водорода обладают наибольшей теплоемкостью по сравнению с другими продуктами горения, то несмотря на то, что выходящий газ в основном состоит из обычного воздуха снижения теплоемкости является несущественным. Как видно из рис. 9–10, изменение теплоемкости такой же характер и лежит в пределах 100 Дж/кг.

На рис. 11–13 оказано изменение удельной полезной работы ГТУ, посчитанной по формуле (2). Как видно из графиков, удельная работа имеет два пиковых значения, при доле водорода 0 и 100 %, причем максимальное значение для каждой температуры достигается при доле водорода 100 %. Перегиб при повышении доли водорода можно объяснить тем, что сперва теплоемкость газа после камеры сгорания снижается, что приводит к уменьшению работы, получаемой на силовой турбине и турбины компрессора. Но при этом происходит рост удельного расхода топлива в камере сгорания, в результате при доле водорода примерно 50 % это компенсирует снижение теплоемкости и происходит рост удельной полезной работы ГТУ.

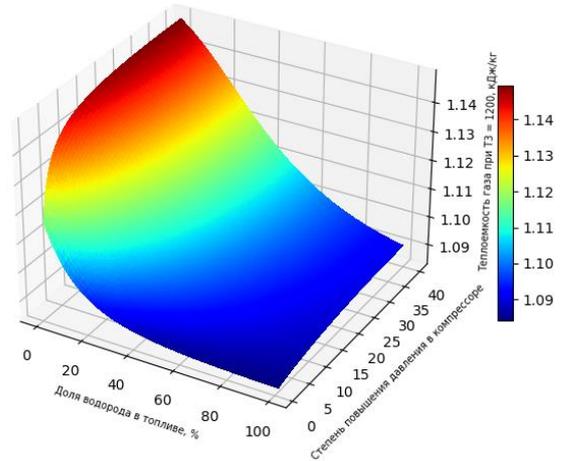


Рис. 9. Зависимость удельной изобарной теплоемкости газа при $T_3^* = 1200$ К

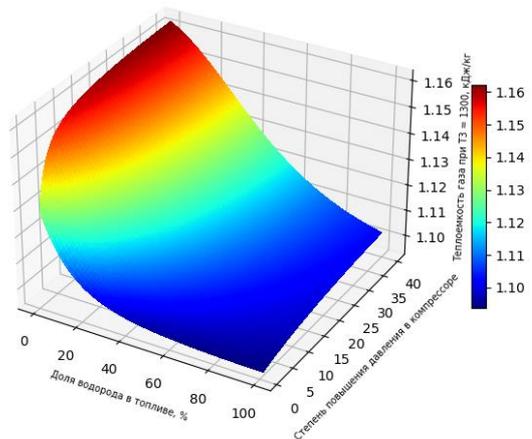


Рис. 10. Зависимость удельной изобарной теплоемкости газа при $T_3^* = 1300$ К

IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам проведенного исследования, можно сделать вывод, что переход на метано-водородные смеси, а в дальнейшей перспективе на чистый водород приводит к снижению вредных выбросов. Так выбросы оксида серы и углекислого газа от топлива сводятся к нулю, а содержащийся пар можно использовать либо в теплообменном аппарате, например, как это предлагается в установке по технологии «Тандем», либо использовать для теплофикации.

При этом несмотря на то, что снижаются вредные выбросы в выходящем газе, переход на водород имеет определенные недостатки. Обладая меньшей теплотой сгорания, он приводит к большему расходу топлива.

Также несмотря на то, что максимум удельной полезной, можно наблюдать снижение эффективного КПД газотурбинной установки, что может привести к потере ее эффективности.

Также, хоть массовая доля воды в выходящем газе снижается при повышении доли, но выработка воды при сгорании топлива повышается, поэтому есть небольшой шанс снижения эрозионной стойкости лопаток.

В связи с вышесказанным стоит отметить, что переход на водородное топливо является экологически перспективным направлением, а также экономически перспективным в рамках международной торговли энергоресурсами, но требует существенной доработки конструкции газотурбинной установки.

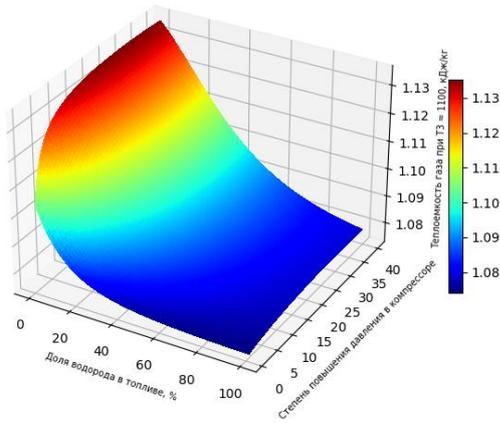


Рис. 11. Зависимость удельной изобарной теплоемкости газа при $T_3^* = 1100$ К

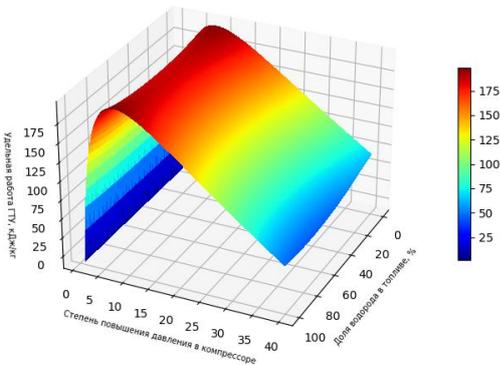


Рис. 12. Удельная полезная работа ГТУ при $T_3^* = 1100$ К

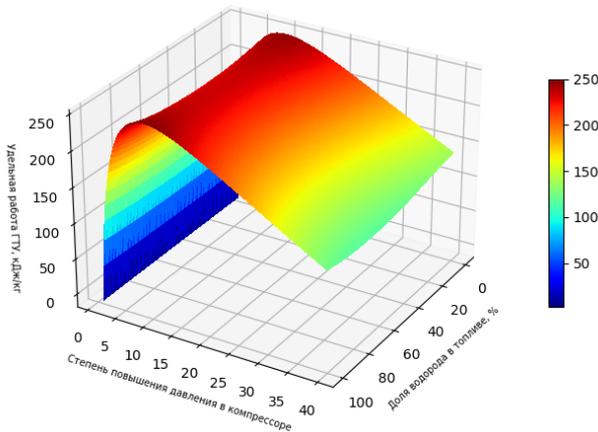


Рис. 13. Удельная полезная работа ГТУ при $T_3^* = 1200$ К

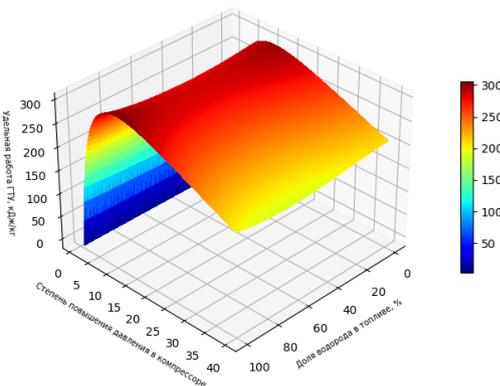


Рис. 14. Удельная полезная работа ГТУ при $T_3^* = 1300$ К

БЛАГОДАРНОСТЬ

Хочется выразить благодарность преподавателям «Высшей школы энергетического машиностроения» бывшей кафедры «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого за помощь в данном исследовании.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Распоряжение правительства Российской Федерации от 29 октября 2021 г. № 3052-р «Стратегия социально-экономического развития Российской Федерации с низким уровнем выбросов парниковых газов до 2050 года»
- [2] Распоряжение правительства Российской Федерации от 12 октября 2020 г. № 2634-р «Развитие водородной энергетики в Российской Федерации до 2024 года»
- [3] Аксютин О.Е., Ишков А.Г., Хлопцов В.Г., Казарян В.А., Столяревский А.Я. Концепция крупномасштабного развития инновационных систем производства и распределения метано-водородного топлива как эффективного альтернативного энергоносителя. 2012 г.
- [4] Расчет и проектирование камер сгорания для газотурбинных и парогазовых установок. М. Министерство тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения, 1974 г, 126 с.
- [5] Расчет процессов горения: Метод. указ. / Под ред. В.С. Аbruкова, Н.А. Тарасова, М.Е. Волкова, Г.И. Малинина. Чебоксары: Чувашский государственный университет им И.Н. Ульянова, 2005. 77с.
- [6] Пористые проницаемые материалы: Справ. / Под ред. С.В. Белова. М.: Металлургия, 1987. 180 с.