



МАЛОРАСХОДНАЯ ПАРОВАЯ ТУРБИНА ДЛЯ ПГУ НА БАЗЕ ГТУ CAPSTONE C200

В. М. Филиппова, студентка группы 21-ЗТЭ/м,
e-mail: yakubik99@yandex.ru
ФГБОУ ВО «Калининградский государственный
технический университет»

В работе представлен вариантный расчет паровой части ПГУ, расчет цилиндров высокого и низкого давления малорасходной турбины.

Ключевые слова: ПГУ, осевая паровая турбина, турбина со ступенями скорости, схема Кертиса, тепловой расчет

ВВЕДЕНИЕ

В последнее время все более широкое распространение получают парогазовые установки (ПГУ) малой мощности, требующиеся для покрытия собственных энергетических нужд малого и среднего бизнеса. Такие установки обладают высокой надежностью и конкурентоспособными массогабаритными преимуществами [1]. При оптимизации расчетных параметров и проектировании ПГУ особое внимание уделяется выбору основного и вспомогательного оборудования. Газотурбинная установка (ГТУ) является центральным элементом ПГУ, и от ее экономичности, надежности, экологических показателей зависит эффективность применения ПГУ в целом. Обычно ГТУ выбирается из числа серийно-выпускаемого оборудования, а нестандартные элементы схемы подлежат проектированию. Стоит обратить внимание на то, что потребность в компактных ПГУ есть, а серийно-выпускаемых элементов (котла-утилизатора, паровой турбины и вспомогательного оборудования малой размерности) для этих установок нет. Поэтому актуальной задачей является задача проектирования и производства нестандартного оборудования для малоразмерной ПГУ.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

На сегодняшний день наиболее высокую экономичность обеспечивают бинарные парогазовые установки утилизационного типа. Примером перспективной малоразмерной установки такого типа является ПГУ на базе ГТУ класса Capstone C200 с двухконтурной паровой надстройкой. В работе [2] теоретически обоснована возможность реализации рабочего процесса ПГУ на базе малорасходной ГТУ, использующей в качестве основного вида топлива водород, а также рассмотрены варианты тепловой схемы: при работе ГТУ с регенерацией, при работе ГТУ без регенерации, с центральным водородно-кислородным пароперегревателем (ЦПП), с двухконтурным и одноконтурным котлом-утилизатором. Оптимальная (по максимальному КПД) тепловая схема установки представлена на рисунке 1.

ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью данного исследования является определение параметров рабочего процесса в цикле ПГУ, обеспечивающих высокую эффективность паровой части ПГУ рассматриваемого класса. Основная задача – достижение наилучших расчетных показателей внутреннего КПД паровой турбины для заданных условий, определяемых параметрами тепловой схемы, на начальной стадии проектирования ПГУ.

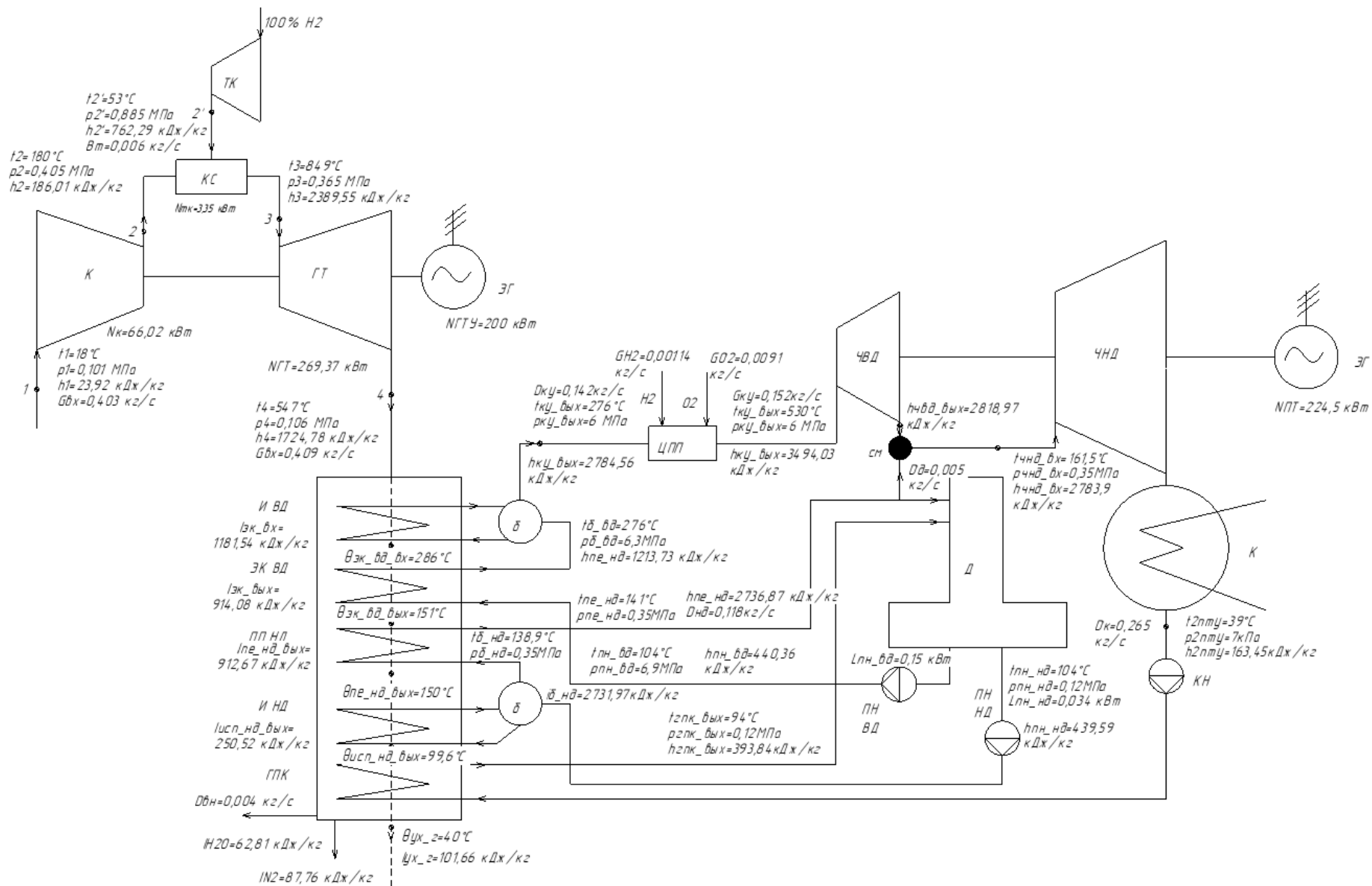


Рисунок 1 – Оптимальная тепловая схема ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для данного исследования используется метод численного моделирования с применением программного продукта SMath Solver.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Проведение вариантных расчетов с вариацией параметров на входе в паровую турбину производится таким образом, чтобы при изменении давления или температуры пара неизменной оставалась температура ($t_{и.нд}=99,6$ °С) и энтальпия ($h_{и.нд}=250,52$ кДж/кг) газовой смеси за испарителем низкого давления.

При сжигании водорода в воздухе продуктами сгорания являются водяные пары и азот, а это – возможность использования высшей теплоты сгорания топлива. В испарителе низкого давления газовая смесь охлаждается, и при температуре 99,6 °С происходит конденсация водяных паров. Дальнейшее охлаждение уже разделенных воды и азота протекает в газовом подогревателе конденсата (ГПК), выполненном в качестве теплообменника типа «труба в трубе». Главным результатом такой схемы является возможность получения КПД 47,1 %, который соответствует уровню КПД существующих энергетических ПГУ большой мощности.

Проведение вариантных расчетов с вариацией давления пара на входе в паровую турбину производится таким образом, чтобы обеспечить конденсацию водяных паров за испарителем низкого давления при температуре 99,6 °С. Установка выносного водородно-кислородного пароперегревателя дает возможность изменять температуру пара в контуре высокого и низкого давления без изменения других параметров. Фрагмент ПГУ с фиксированными и изменяемыми параметрами представлен на рисунке 2.

При смешении расширившегося пара высокого давления (от $p_1=6$ МПа; $t_1=530$ °С до $p_3=0,33$ МПа; $t_3=178$ °С) с паром низкого давления ($p_5=0,33$ МПа; $t_5=141$ °С) температура пара снижается до 161,5 °С. Мощность ПГУ в этом случае составляет 224,5 кВт, а КПД ПГУ – 0,489. Процесс расширения пара в турбине представлен на рисунке 3.

Анализ изменения начальных параметров пара перед турбиной показывает следующее:

1. При снижении начальной температуры пара до 470 °С и неизменном давлении мощность ПГУ составляет 210,6 кВт, а КПД ПГУ – 0,489. Процесс расширения пара в турбине представлен на рисунке 4.

2. При увеличении давления пара на входе в турбину до 8 МПа и температуре 570 °С мощность ПГУ составляет 247 кВт, а КПД ПГУ – 0,503. Процесс расширения пара в турбине представлен на рисунке 5. Однако при таком расширении пара относительный внутренний КПД турбины должен составлять 98 %, что невозможно на сегодняшний день.

Таким образом, вариант с начальными параметрами пара $p_1=6$ МПа; $t_1=470$ °С является наилучшим из рассмотренных.

Для изменения температуры пара за пароперегревателем контура низкого давления (от 141 °С до 200 °С) необходима установка выносного водородно-кислородного пароперегревателя с потребляемой мощностью 19,9 кВт. При этом мощность ПГУ увеличивается до 228,7 кВт, КПД ПГУ уменьшается до 0,483. Также возрастает степень сухости пара с 0,895 до 0,912. Процесс расширения пара в турбине с выносным водородно-кислородным пароперегревателем представлен на рисунке 6.

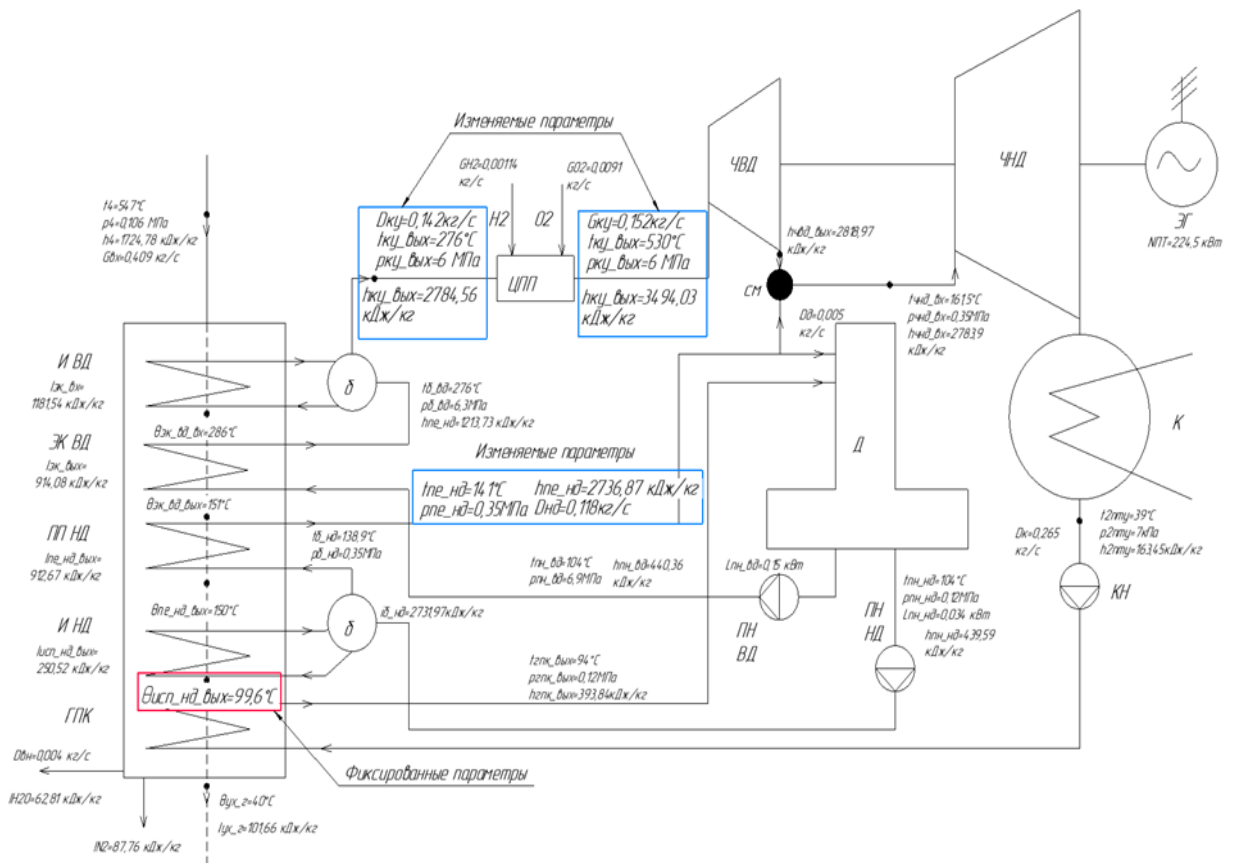


Рисунок 2 – Фрагмент ПГУ с фиксированными и изменяемыми параметрами

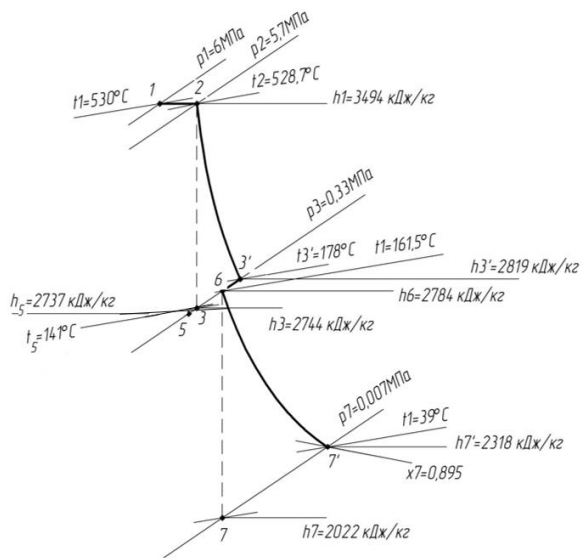


Рисунок 3 – Процесс расширения пара в турбине при $p_1=6\text{ МПа}$; $t_1=530^\circ\text{C}$

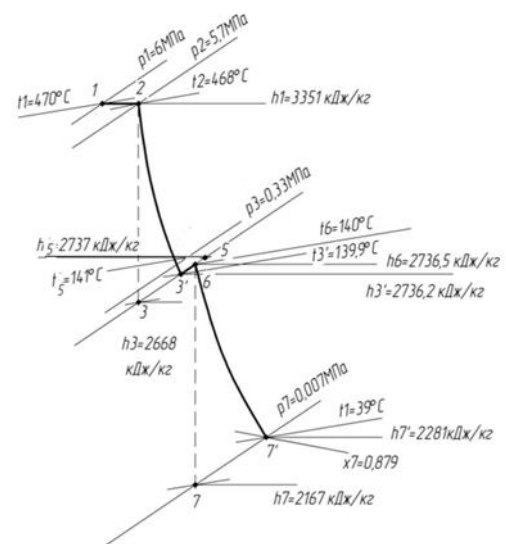


Рисунок 4 – Процесс расширения пара в турбине при $p_1=6\text{ МПа}$; $t_1=470^\circ\text{C}$

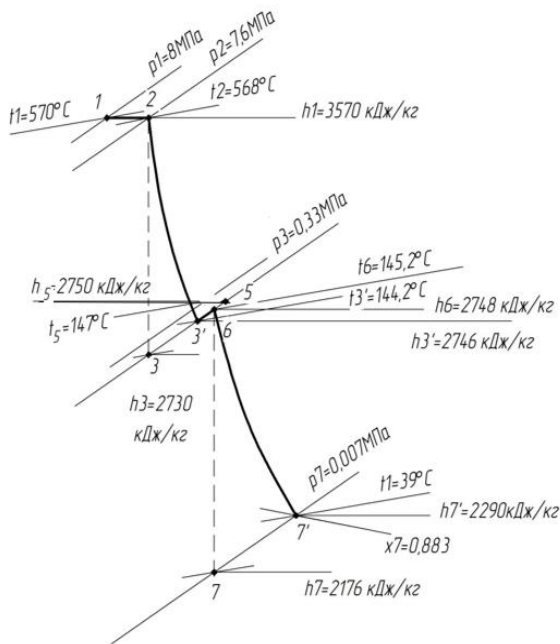


Рисунок 5 – Процесс расширения пара в турбине при $p_1=8$ МПа; $t_1=570$ °С

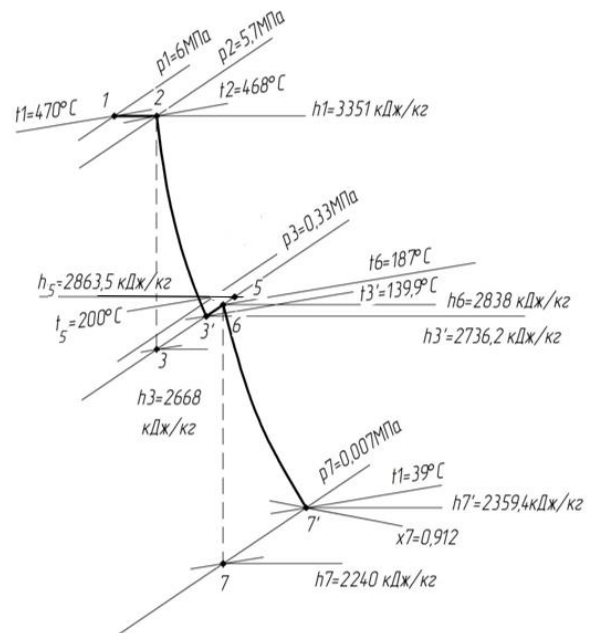


Рисунок 6 – Процесс расширения пара в турбине при $p_1=6$ МПа; $t_1=470$ °С с выносным водородно-кислородным пароперегревателем

Варианты турбин с начальными параметрами пара $p_1=6$ МПа и $t_1=470$ °С с выносным водородно-кислородным пароперегревателем в контуре низкого давления и без выносного водородно-кислородного пароперегревателя в контуре низкого давления требуют дальнейшего теплового расчета проточной части цилиндров высокого и низкого давления.

При выборе типа турбины главным параметром является располагаемый теплоперепад турбины [3], рассчитываемый по формуле (1):

$$H_0^T = h_0 - h_{kt}, \text{ кДж/кг}, \quad (1)$$

где $h_0 = f(p'_0; t'_0)$ – энтальпия пара перед турбиной по заданным давлению и температуре, кДж/кг;

$h_{kt} = f(s_0, p_k)$ – энтальпия пара за рабочими лопатками, кДж/кг;

$s_0 = f(h_0, p_0)$ – энтропия пара при дросселировании, кДж/(кг·К);

$p_0 = 0,95 \cdot p'_0$ – давление пара при дросселировании в стопорном и регулирующих клапанах, МПа;

$p_k = p'_k \left(1 + \lambda \cdot \left(\frac{c_{вп}}{100} \right)^2 \right)$ – давление за рабочими лопатками с учетом сопротивления выхлопного патрубка, МПа;

p'_k – давление пара за турбиной, МПа;

λ – коэффициент сопротивления выхлопного патрубка, принимаемый равным 0,05...0,1 ;

$c_{вп}$ – скорость пара в выходном сечении выхлопного патрубка турбины, м/с (для противодавленческих турбин принимается равной 40...60 м/с).

Располагаемый теплоперепад цилиндра высокого давления равен $h_0 = 665,5$ кДж/кг, цилиндра низкого давления с перегревом пара в выносном водородно-кислородном пароперегревателе – $h_0 = 595,6$ кДж/кг, без перегрева пара – $h_0 = 566,9$ кДж/кг. Полученные теплоперепады являются относительно большими, и их может переработать либо

многоступенчатая турбина, либо одноступенчатая турбина со ступенями скорости. Многоступенчатая паровая турбина имеет сложную конструкцию и высокие массогабаритные характеристики. Следовательно, выбор типа турбины падает на одноступенчатую осевую со ступенями скорости.

Осевые турбины со ступенями скорости выполняют с одной или двумя ступенями скорости, выполненными по схеме Кертиса. В реальных турбинах точное соблюдение теоретической схемы Кертиса невозможно, они имеют небольшую степень реактивности [4]. Общую степень реактивности парциальных двухвенечных ступеней принимают в пределах $0 \dots 0,06$ и распределяют между лопатками по формуле (2):

$$\sum \rho = \rho_{p1} + \rho_n + \rho_{p2}, \quad (2)$$

где $\rho_{p1}, \rho_n, \rho_{p2}$ – степень реактивности рабочих лопаток первой ступени скорости, направляющих лопаток и рабочих лопаток второй ступени скорости.

Эффективная мощность турбины [5] определяется по формуле (3):

$$N_e = G \cdot H_{0ид}^T \cdot \eta_{oe}, \quad (3)$$

где G – расход пара, кг/с;
 $H_{0ид}^T = h_0 - h'_{kt}$ – располагаемый теплоперепад идеальной турбины, кДж/кг;
 $h'_{kt} = f(s'_0, p_k)$ – энтальпия пара за турбиной, кДж/кг;
 $s'_0 = f(h_0, p'_0)$ – энтропия пара перед турбиной, кДж/(кг·К);
 η_{oe} – относительный эффективный КПД турбины.

Рассчитанный теплоперепад ступени может быть переработан при разных диаметрах рабочего колеса [6], рассчитываемых по формуле (4). Оптимальному диаметру рабочего колеса соответствует максимальная величина внутреннего относительного КПД ступени $\eta_{oi}^{ст}$ [7], определяемого по формуле (5).

$$d = \frac{u}{\pi \cdot n}, \text{ м}, \quad (4)$$

где $u = \left(\frac{u}{c_{из}}\right) \cdot c_{из}$ – окружная скорость движения рабочих лопаток, м/с;
 $\frac{u}{c_{из}}$ – отношение скоростей, равное $0,15 \dots 0,3$;
 $c_{из} = \sqrt{2000 \cdot H_0^T}$ – условная изоэнтропная скорость выхода пара из сопловой решетки при переработке в ней всего располагаемого теплоперепада, м/с;
 n – частота вращения вала турбины, с⁻¹.

$$\eta_{oi}^{ст} = \eta_{ол} - \frac{N_{ТВ} + N_{ВК}}{H_0^T}, \quad (5)$$

где $\eta_{ол} = L / (H_0^T + \frac{c_0^2}{2000})$ – относительный лопаточный КПД ступени;
 L – удельная механическая энергия, полученная рабочими лопатками первого и второго венцов, определяется по уравнению Эйлера, кДж/кг;
 c_0^2 – скорость потока на входе в ступени, принимаем равной 0 м/с;
 $N_{ТВ} = \frac{N_{ТВ}}{G}$ – удельные потери на трение и вентиляцию, кДж/кг;
 $N_{ТВ}$ – потери мощности на трение и вентиляцию, кВт;
 $N_{ВК} = \xi_{ВК} \cdot H_0^T$ – потери на выколачивание (сегментные потери), кДж/кг;
 $\xi_{ВК}$ – коэффициент сегментных потерь.

Результаты расчета осевой турбины со ступенями скорости цилиндра высокого давления и цилиндра низкого давления с перегревом пара в выносном водородно-кислородном пароперегревателе и без перегрева сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Результаты расчета осевой турбины со ступенями скорости

	Цилиндр высокого давления	Цилиндр низкого давления	Цилиндр низкого давления без перегрева пара
Давление пара перед турбиной p'_0 , МПа	6	0,35	0,35
Температура свежего пара t'_0 , °С	470	187	140
Конечное давление пара p'_k , МПа	0,35	0,007	0,007
Располагаемый теплоперепад ступени H_0^T , кДж/кг	665,5	595,6	566,9
Расход пара на турбину G , кг/с	0,152	0,265	0,265
Эффективная мощность N_e , кВт	77,3	120,65	114,85
Частота вращения n , об/с	200	200	200
Степень реактивности $\rho_{p1} = \rho_n = \rho_{p2}$	0,02	0,02	0,02
Угол атаки α , °	20	20	20
Отношение скоростей $\frac{u}{c_{из}}$	0,15	0,15	0,15
Окружная скорость u , м/с	173,1	163,71	159,7
Условная изоэнтропная скорость выхода пара из сопловой решетки $c_{из}$, м/с	1153,7	1091,4	1064,8
Средний диаметр ступени d , м	0,275	0,261	0,254
Удельная механическая энергия L , кДж/кг	379,5	398,1	379,1
Потери мощности на трение и вентиляцию $N_{ТВ}$, кВт	2,2	0,147	0,137
Удельные потери на трение и вентиляцию $N_{ТВ}$, кДж/кг	14,5	0,554	0,516
Коэффициент сегментных потерь $\xi_{БК}$	0,2	0,02	0,02
Потери на выколачивание $N_{БК}$, кДж/кг	135,27	11,65	11,28
Относительный лопаточный КПД ступени $\eta_{ол}$	0,571	0,669	0,669
Внутренний относительный КПД ступени $\eta_{oi}^{ст}$	0,346	0,649	0,649

Процессы расширения пара в двухвенечной ступени цилиндра высокого давления, цилиндра низкого давления с перегревом пара и без перегрева пара представлены на рисунках 7, 8, 9 соответственно.

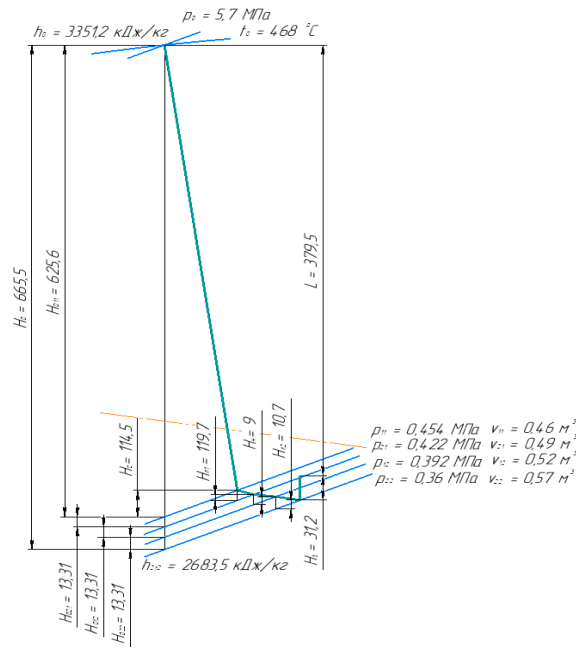


Рисунок 7 – Процесс расширения пара в двухвенечной ступени цилиндра высокого давления

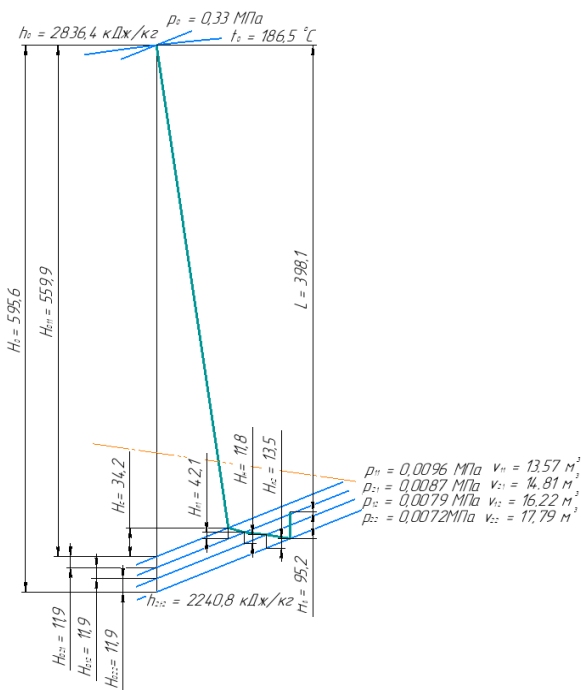


Рисунок 8 – Процесс расширения пара в двухвенечной ступени цилиндра низкого давления с перегревом пара

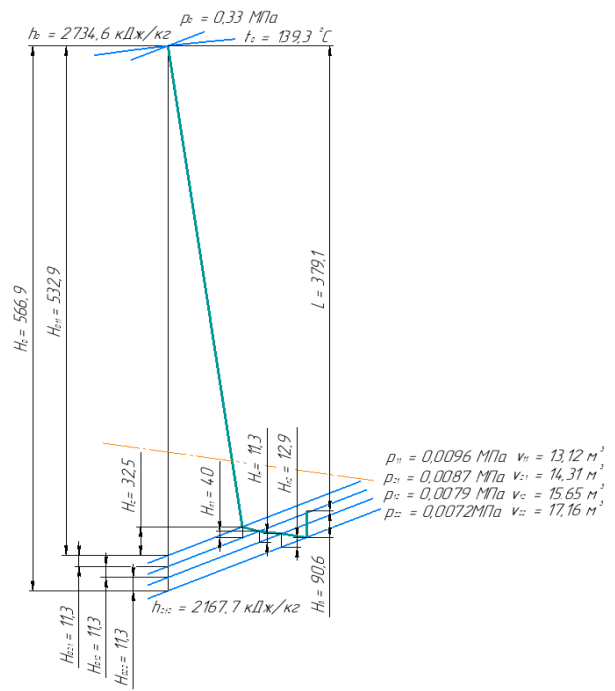


Рисунок 9 – Процесс расширения пара в двухвенечной ступени цилиндра низкого давления без перегрева пара

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основными результатами теоретического исследования являются:

- подтверждение оптимальности выбора (по относительному внутреннему КПД) осевого типа турбины со ступенями скорости для цилиндра низкого давления;
- использование цилиндра низкого давления без перегрева пара в выносном водородно-кислородном пароперегревателе для дальнейшего проектирования (с учетом потребляемой мощности пароперегревателя 19,9 кВт эффективная мощность цилиндра низкого давления с

перегревом пара составляет $N_e = 100,75$ кВт, что меньше мощности цилиндра низкого давления без пароперегревателя $N_e = 114,85$ кВт);

- дальнейшая оптимизация параметров и типа турбины цилиндра высокого давления для обеспечения большего относительного внутреннего КПД, чем 0,346.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Селин, В. В. Теоретические и прикладные аспекты распределенной энергетики Калининградской области на базе местных и возобновляемых топливно-энергетических ресурсов. Примеры разработки инновационных теплоэнергетических технологий и установок [Электронный ресурс] / В. В. Селин, С. В. Юрков, Е. А. Беркова // Балтийский морской форум: VI Международный Балтийский морской форум : материалы (3–6 сент. 2018 г.) в 6 т. – Т. 2. «Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии», VI Международная научная конференция. – Электрон. дан. – Калининград : Изд-во БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ», 2018. – С. 331–344.

2. Юрков, С. В. Оптимизация параметров комбинированной парогазовой установки на базе водородной STIG-технологии ГТУ [Электронный ресурс] / С. В. Юрков, В. М. Филиппова // Материалы IX Международного Балтийского морского форума 4–9 октября 2021 года в 6 т. Т. 2. «Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии», IX Международная научная конференция. – Электрон. дан. – Калининград : Изд-во БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ», 2021. – С. 316–327.

3. Тепловой расчет ступени паровой турбины осевого типа : Метод. указ. к практическим занятиям, курсовому и дипломному проектированию / И. Я. Шестаченко, В. Г. Поветкин; Юж.-Рос. гос. техн. ун-т. – Новочеркасск : ЮРГТУ, 2004. – 24 с.

4. Паровые и газовые турбины : Учеб. для вузов / под ред. А. Г. Костюка и В. В. Фролова. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.

5. Шестаченко, И. Я. Методические указания по курсовому проектированию паровых турбин / И. Я. Шестаченко, В. В. Зуева; НПИ. – Новочеркасск, 1988. – 38 с.

6. Щегляев, А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. – М. : Энергоатомиздат, 1993. – Кн. 1. – 384 с. – Кн. 2. – 416 с.

7. Турбины тепловых и атомных электрических станций : Учеб. для вузов / под ред. А. Г. Костюка и В. В. Фролова / МЭИ. – М. : 2001. – 488 с.

LOW-CONSUMPTION STEAM TURBINE FOR CCGT BASED ON GTU CAPSTONE C200

V.M. Filippova, student,
e-mail: yakubik99@yandex.ru

Kaliningrad State Technical University

The paper presents the optimization of the steam part of the CCGT and the calculation of high and low pressure cylinders of a low-flow turbine

Key words: CCGT, axial steam turbine, turbine with speed stages, Curtis scheme, thermal calculation