

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ ДЛЯ ГЕЛИЕВОЙ ЯДЕРНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

**И.И. Лощаков, Г.А. Ромахова, И.А. Комолов**

*Санкт-Петербургский государственный политехнический университет,  
г. Санкт-Петербург*



Рассматриваются показатели замкнутой энергетической установки для работы в блоке с высокотемпературным газоохлаждаемым реактором. Проводится сравнение воздушных ГТУ и ГТУ на гелии.

Выявлены особенности гелиевых турбин по сравнению с традиционными воздушными. Приведены результаты моделирования проточной части газовой турбины, рабочим телом которой является гелий. Обсуждаются проблемы, связанные с достижением высокой экономичности гелиевых турбин.

**Ключевые слова:** замкнутая энергетическая установка, высокотемпературный газоохлаждаемый реактор, гелий, газовая турбина, проточная часть.

**Key words:** closed helium cycle, nuclear power plant, helium gas turbine, design, maximum turbine efficiency.

Одним из перспективных направлений развития ядерной энергетики является создание атомных установок с высокотемпературными газоохлаждаемыми реакторами (ВТГР). Достоинства ядерных реакторов с использованием гелия в качестве теплоносителя широко обсуждались как в отечественной, так и в зарубежной литературе в течение последних 30 лет (см., например [1–4]). Такие реакторы позволяют иметь температуру теплоносителя на уровне 850–1000°C и использовать его в различных технологических процессах. Применение замкнутой газотурбинной установки в сочетании с газоохлаждаемым ядерным реактором делает возможным получение КПД атомной станции на уровне 45–50%. Такие значения недостижимы на станциях с другими типами реакторов. Использование гелия в качестве рабочего тела обеспечит относительно небольшие для атомных станций габариты оборудования.

Достижение высокого термического КПД при умеренных для цикла Брайтона температурах газа 850–1000°C, осваиваемых в настоящее время в реакторах такого типа, связано с использованием газотурбинной установки или с применением комбинированного цикла. В настоящее время рассматривается, в основном, первое направление [2–4 и др.].

Замкнутая газотурбинная установка может выполняться по простой схеме (реактор, газовая турбина, теплообменник для отвода теплоты из цикла, компрессор) или по сложным схемам, включающим в себя промежуточное охлаждение гелия между компрессорами и регенератором (рис.1). Возможны и другие схемы.

© И.И. Лощаков, Г.А. Ромахова, И.А. Комолов, 2010

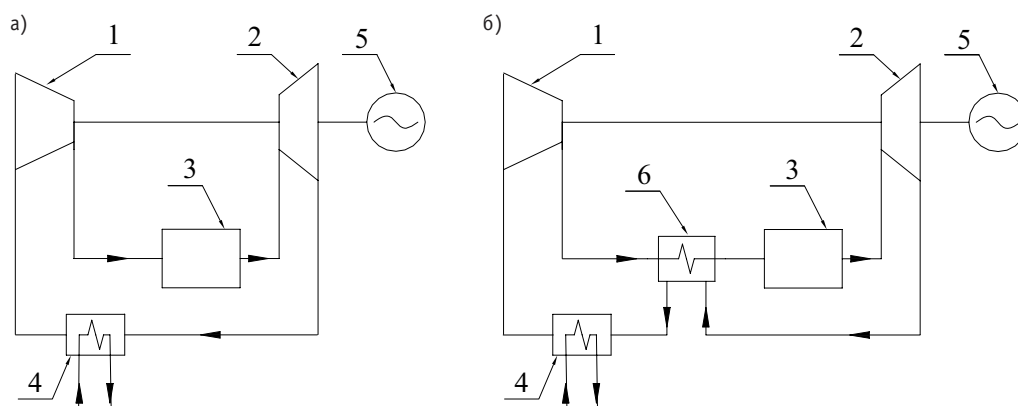


Рис. 1. Принципиальные схемы ГТУ: а) – простая схема; б) – схема с регенератором; 1 – компрессор; 2 – газовая турбина; 3 – реактор; 4 – теплообменник; 5 – электрический генератор; 6 – регенератор

На рисунках 2 и 3 представлены характеристики замкнутой газотурбинной установки простого цикла, рабочим телом которой является гелий при температуре газа перед турбиной  $850^{\circ}\text{C}$  (сплошные линии). Эффективность турбомашин соответствует уровню современного газотурбостроения: политропный КПД компрессора – 0,92; политропный КПД турбины – 0,88. В настоящее время в энергетических газотурбинных установках открытого контура достигнуты политропные КПД турбомашин: 0,89–0,92 для компрессоров и 0,873–0,86 для турбин. Эти цифры получены в результате обработки испытаний установок GT8C на Южной ТЭЦ и V94.2 на Северо-Западной ТЭЦ г. Санкт-Петербурга. По результатам испытаний отечественной установки ГТЭ-110 НПО «Сатурн» [5] политропный КПД компрессора составляет 91,2%, политропный КПД турбины – 85,0%. Значения политропных КПД компрессоров с учетом потерь во входном и выходном патрубках по результатам испытаний установок GT35, GT10C, LM2500+, V643A, V94.2 (ГТЭ160), работающих на отечественных электростанциях, составили 0,890–0,925 [6].

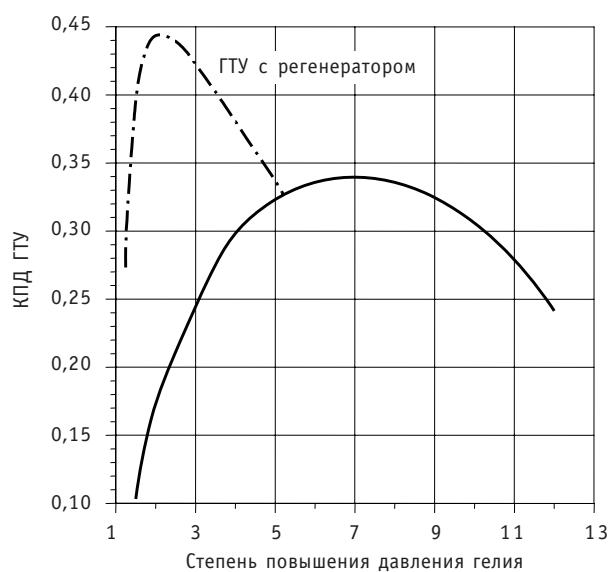


Рис. 2. КПД замкнутой ГТУ на гелии

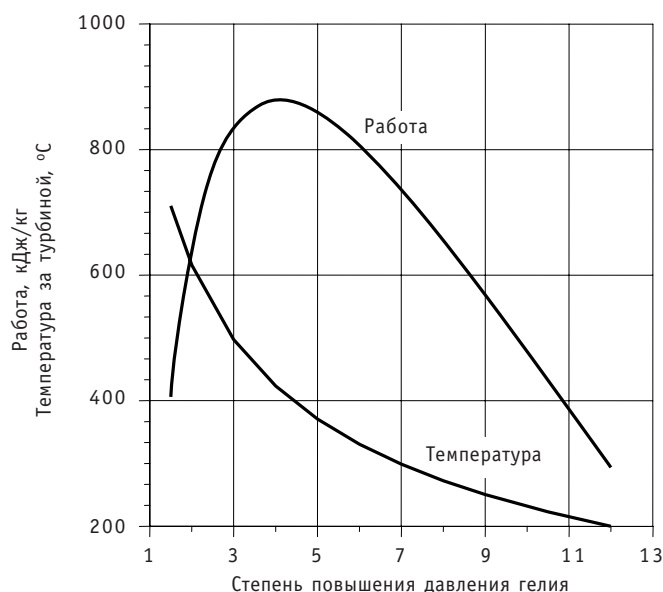


Рис. 3. Удельная работа ГТУ и температура за газовой турбиной

Пунктиром на рис. 2 показано влияние регенерации на электрический КПД ГТУ. Степень регенерации принята равной 0,95 и соответствует значениям, заложенным в проектах замкнутых гелиевых установок [2–4, и др.]. Пластинчатые регенераторы со степенью регенерации 0,915–0,93 выполнялись фирмой «Эшер Висс» еще в 70-е годы прошлого столетия [7].

Если в качестве параметра принять изоэнтальпийное повышение давления в цикле  $\pi^m$ , то КПД цикла и температура за газовой турбиной не будут зависеть от свойств рабочего тела. Здесь  $\pi = p_2/p_1$  – степень повышения давления в компрессоре,  $p_1$  и  $p_2$  – давление при входе в компрессор и при выходе из него,  $m = (k-1)/k = R/c_p = R_\mu/(\mu c_p)$ ;  $k$  – показатель изоэнтропы,  $R$  – газовая постоянная;  $R_\mu$  – универсальная газовая постоянная;  $\mu$  – молекулярная масса;  $c_p$  – изобарная теплоемкость. В теории турбомашин функции  $\pi^m$  соответствует температурная функции  $\tau(\lambda)$ , где  $\lambda$  – скоростной коэффициент, представляющий собой отношение скорости потока к критической скорости.

Используя параметр  $\pi^m$ , можно выявить соответствие между степенью повышения давления воздуха и гелия (рис. 4). Две установки будут иметь одинаковый

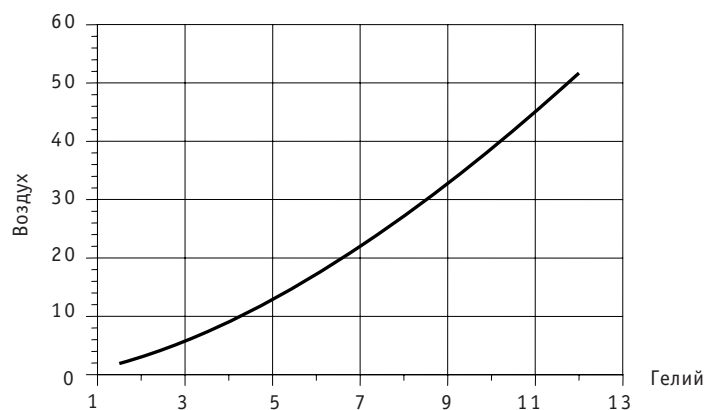


Рис. 4. Соответствие между степенью повышения давления гелия и воздуха

КПД и температуру за турбиной, а отношение удельных работ будет равно отношению теплоемкостей рабочих тел. Для воздуха и гелия оно составляет  $c_{p\text{He}}/c_{p\text{B}} = 5,194/1,144 = 4,54$ . Здесь  $c_{p\text{He}} = 5,194$  кДж/кг.град – удельная теплоемкость гелия при постоянном давлении;  $c_{p\text{B}} = 1,144$  кДж/кг.град – средняя удельная теплоемкость воздуха в интервале температур 550–850°C.

Показатели газотурбинных установок существенно зависят от эффективности турбомашин, поэтому достижение высокой экономичности гелиевых турбин является одной из важнейших задач. Увеличение политропного КПД турбины на 1% (абсолютный) приводит к росту КПД ГТУ на 0,5–1,0% (абсолютных) в зависимости от степени повышения давления.

Процесс проектирования турбомашин существенно упрощается при использовании принципов моделирования. Это позволит максимально использовать опыт, накопленный при разработке газовых турбин, работающих по открытой схеме.

Для того, чтобы выявить особенности турбомашин, рабочим телом которых является гелий, воспользуемся подходом к моделированию, представленным в монографии [8].

Предположим, что две турбины (гелиевая и воздушная) имеют одинаковые прочные части и одинаковые начальные температуры и давления. Обе турбомшины поставим в одинаковые температурные условия, т.е.  $\tau(\lambda) = idem$ . Газодинамическая функция  $\tau(\lambda)$  – это отношение температур при изэнтропийном расширении рабочего тела;  $\lambda$  – коэффициент скорости, представляющий собой отношение местной скорости потока к критической.

Из условия  $\tau(\lambda) = idem$  вытекает, что для сравниваемых турбин справедливо соотношение

$$\frac{k-1}{k+1}\lambda^2 = idem,$$

и отношение коэффициентов скорости в соответствующих сечениях двух турбин будет равно

$$\frac{\lambda_{\text{He}}}{\lambda_{\text{B}}} = \sqrt{\left(\frac{k-1}{k+1}\right)_{\text{B}} / \left(\frac{k-1}{k+1}\right)_{\text{He}}} = 0,759.$$

Тождественность полей давлений в сходственных сечениях двух турбин определяется условием  $\Pi(\lambda) = idem$ . Газодинамическая функция  $\Pi(\lambda)$  определяет отношение давлений при изэнтропийном изменении состояния. С температурным коэффициентом  $\tau(\lambda)$  она связана уравнением изэнтропийного процесса

$$\Pi(\lambda) = \tau(\lambda)^{1/m}.$$

Значения параметра  $m = (k-1)/k = 0,400$  для гелия больше, чем для воздуха ( $m = 0,252$ ). Это означает, что отношение давлений в сходных сечениях гелиевой турбины будет меньше, чем в воздушной при тождественности полей температур. Об этом свидетельствует и рис. 4, где показана связь между изэнтропийным изменением давления гелия и воздуха при одинаковом изменении температур.

Рассматривая газодинамическую функцию  $\varepsilon(\lambda)$ , можно показать, что отношение плотностей в сходных сечениях гелиевой турбины также будет меньше, чем воздушной.

Отношение начальных плотностей при равенстве начальных температур и давлений будет пропорционально отношению молекулярных масс  $\mu$ :

$$\frac{\rho_{0\text{He}}}{\rho_{0\text{B}}} = \left(\frac{p_0\mu}{R_\mu T_0}\right)_{\text{He}} / \left(\frac{p_0\mu}{R_\mu T_0}\right)_{\text{B}} = \frac{\mu_{\text{He}}}{\mu_{\text{B}}} = \frac{4,0026}{28,85} = 0,1387 = \frac{1}{7,208}, \quad (1)$$

где индексом «0» обозначены начальные параметры перед турбинами, т.е. начальная плотность гелия в 7,2 раза меньше плотности воздуха.

Перепады энтальпий  $\Delta h$  между соответственными сечениями проточных частей турбомашин при одинаковой разности температур изменяются прямо пропорционально теплоемкости:

$$\frac{\Delta h_{\text{He}}}{\Delta h_{\text{B}}} = \frac{c_{p\text{He}}}{c_{p\text{B}}} = \frac{5,194}{1,144} = 4,540,$$

т.е. перепад энтальпий в ступени гелиевой турбины в 4,5 раза больше, чем в ступени воздушной турбины.

Скорости в соответственных сечениях изменятся как квадратные корни из перепадов:

$$\frac{c_{\text{He}}}{c_{\text{B}}} = \sqrt{\frac{\Delta h_{\text{He}}}{\Delta h_{\text{B}}}} = \sqrt{\frac{c_{p\text{He}}}{c_{p\text{B}}}} = \sqrt{4,540} = 2,131. \quad (2)$$

Скорости звука

$$\frac{a_{\text{He}}}{a_{\text{B}}} = \sqrt{\frac{(kRT)_{\text{He}}}{(kRT)_{\text{B}}}} = \sqrt{\frac{(k/\mu)_{\text{He}}}{(k/\mu)_{\text{B}}}} = \sqrt{\frac{1,246}{0,1387}} = 2,997.$$

Числа Маха

$$\frac{M_{\text{He}}}{M_{\text{B}}} = \frac{(c/a)_{\text{He}}}{(c/a)_{\text{B}}} = \frac{c_{\text{He}}/c_{\text{B}}}{a_{\text{He}}/a_{\text{B}}} = \frac{2,131}{2,997} = 0,711.$$

Для сохранения условия  $u/C_0 = \text{idem}$  окружные скорости в сходных сечениях двух турбин должны относиться как корень квадратный из отношения перепадов энтальпий:

$$\frac{u_{\text{He}}}{u_{\text{B}}} = \frac{C_{0\text{He}}}{C_{0\text{B}}} = \sqrt{\frac{\Delta h_{\text{He}}}{\Delta h_{\text{B}}}} = \sqrt{\frac{c_{p\text{He}}}{c_{p\text{B}}}} = \sqrt{4,540} = 2,131.$$

Это означает, что при тождественности проточных частей турбомашин с гелием в качестве рабочего тела должна иметь в 2,131 раза большую частоту вращения, чем воздушная турбина.

Отношение расходов рабочих тел

$$\frac{G_{\text{He}}}{G_{\text{B}}} = \frac{(\rho c)_{\text{He}}}{(\rho c)_{\text{B}}} = \frac{\rho_{\text{He}} c_{\text{He}}}{\rho_{\text{B}} c_{\text{B}}} = \frac{\rho_{0\text{He}} \varepsilon(\tau)_{\text{He}} c_{\text{He}}}{\rho_{0\text{B}} \varepsilon(\tau)_{\text{B}} c_{\text{B}}} = \frac{\rho_{0\text{He}} c_{\text{He}}}{\rho_{0\text{B}} c_{\text{B}}} \bar{\varepsilon}(\lambda),$$

где  $\bar{\varepsilon}(\lambda) = \frac{\varepsilon(\lambda)_{\text{He}}}{\varepsilon(\lambda)_{\text{B}}} = \frac{\tau(\lambda)_{\text{He}}^{1/(k-1)}}{\tau(\lambda)_{\text{B}}^{1/(k-1)}}.$

Учитывая соотношения (1) и (2), получим

$$\frac{G_{\text{He}}}{G_{\text{B}}} = \frac{\mu_{\text{He}} c_{\text{He}}}{\mu_{\text{B}} c_{\text{B}}} \bar{\varepsilon}(\lambda) = \frac{\mu_{\text{He}}}{\mu_{\text{B}}} \sqrt{\frac{c_{p\text{He}}}{c_{p\text{B}}}} \bar{\varepsilon}(\lambda) = \frac{1}{7,208} \sqrt{4,50} \cdot \bar{\varepsilon}(\lambda) = 0,2956 \bar{\varepsilon}(\lambda).$$

Допустим, что скоростной коэффициент  $\lambda$  для воздушной турбины находится в диапазоне 0,6–0,9. При  $k = 1,337$  это будет соответствовать величине температурной газодинамической функции  $\tau(\lambda) = 0,948–0,883$  и  $\bar{\varepsilon}(\lambda) = 1,08–1,21$ , а отношение расходов гелия и воздуха будет составлять  $G_{\text{He}}/G_{\text{B}} = 0,32–0,37$ , т.е. при полной тождественности проточных частей и равных начальных параметрах расход гелия через турбину будет примерно в три раза меньше, чем расход воздуха.

Отношение мощностей двух турбин может быть представлено следующим образом:

$$\frac{N_{\text{He}}}{N_B} = \frac{(GH\eta)_{\text{He}}}{(GH\eta)_B} = \frac{(\rho c c_p)_{\text{He}}}{(\rho c c_p)_B} = \frac{\rho_{\text{He}}}{\rho_B} \cdot \frac{c_{\text{He}}}{c_B} \cdot \frac{c_{p\text{He}}}{c_{pB}} = \frac{\mu_{\text{He}}}{\mu_B} \cdot \left( \frac{c_{p\text{He}}}{c_{pB}} \right)^{1,5} \cdot \bar{\varepsilon}(\lambda),$$

где  $H = c_p \Delta T$  – располагаемый перепад энтальпий,  $\eta$  – относительный внутренний КПД турбины.

Предполагая, что обе турбины будут иметь одинаковый КПД проточной части, и используя полученные ранее количественные соотношения, можно показать, что мощность гелиевой турбины будет примерно в 1,5 раза больше мощности воздушной.

Приведенные соотношения позволяют выбирать воздушную турбину в качестве прототипа при проектировании гелиевой. При этом могут быть введены поправки на различное начальное давление и сделаны отступления от полного геометрического подобия. Если позволяет прочность, то вместо увеличения частоты вращения может быть увеличен диаметр турбины в соответствующее количество раз, а применение ступеней большой циркуляции позволит снизить их количество у гелиевой турбины.

Изложенный выше подход был применен при моделировании гелиевой турбины для газотурбинной установки с регенератором (схема 16 на рис. 1). Показатели установки приведены в табл. 1.

Уровень температуры газа перед турбиной 850–900°C в отечественном газотурбостроении освоен в 70–80-е годы прошлого столетия (табл. 2). Среди отечественных машин в качестве прототипа может быть использована установка ГТ-100 (табл. 3). Описание установки и ее параметры подробно изложены в монографии [11].

При использовании проточной части турбины низкого давления ГТ-100 и сохранении полного кинематического подобия частота вращения гелиевой турбины должна быть увеличена до 6400 об/мин (табл. 4). Турбина пропустит расход 1100 кг/с при начальных параметрах 6,7 МПа, 850°C. Давление за последней ступенью должно составить 1,9 МПа.

Таблица 1

**Показатели замкнутой ГТУ с регенератором**

Параметры цикла	
степень повышения давления в компрессоре	2
расход рабочего тела (гелия), кг/с	476
мощность турбины, МВт	548,3
Мощность ГТУ	280,0
КПД цикла	0,4545
КПД ГТУ	0,4436
Параметры гелия перед турбиной	
температура, °C	850
давление, МПа	6,7
расход, кг/с	476
Параметры за турбиной	
температура, °C	621
давление, МПа	3,56

Таблица 2

**ГТУ с начальной температурой газа 700–900°C [9, 10]**

	ГТ-25-700		ГТУ-50	ГТ-35	ГТ-45	ГТ-100
Фирма-производитель	ЛМЗ (Россия)		ХТГЗ (Украина)	ХТГЗ (Украина)	ХТГЗ (Украина)	ЛМЗ (Россия)
Год выпуска головного образца	1960	1969	1960	1970	1989	1969
Температура при входе в турбину, °C (ТВД/ТНД)	700	700	800/770	770	900	750/750
Давление перед турбиной, бар	9,70	9,15	16,35	6,55	7,8	22,3
Расход воздуха, кг/с	201	188	190	227	271	427
Частота вращения, об/мин	3000	3000	3600/3000	3000	3000	4200 /3000

Таблица 3

**Характеристики турбин ГТ-100 [11]**

Показатель	Турбина высокого давления	Турбина низкого давления
Число ступеней	3	5
Расход газа, кг/с	435	438
Давление, МПа		
перед первой ступенью	2,53	0,768
за последней ступенью	0,787	0,101
Внутренний КПД проточной части, %		
по полным параметрам	91,6	92,2
по статическому давлению за турбиной	89,5	88,5
Высота рабочей лопатки, мм		
первой ступени	100	350
последней ступени	260	650
Диаметр у корня, мм	1000	1350

Таблица 4

**Параметры гелия при использовании проточной части турбин ГТ-100**

Показатель	Турбина высокого давления	Турбина низкого давления
Расход гелия через турбину при начальных параметрах 6,7 МПа, 859°C (табл. 1, 2)	336	1100
Частота вращения гелиевой турбины для сохранения полного кинематического подобия	8950	6400
Давление за последней ступенью, МПа	3,2	1,9

Требуемый через гелиевую турбину расход 476 кг/с при сохранении кинематического подобия и среднего диаметра может быть обеспечен путем подрезки лопаток. Для срабатывания нужного перепада энтальпий потребуется всего три ступени. Схематически это показано на рис. 5а (заштрихованные ступени). Гелиевая турбина в этом случае соединяется с валом генератора через понижающий

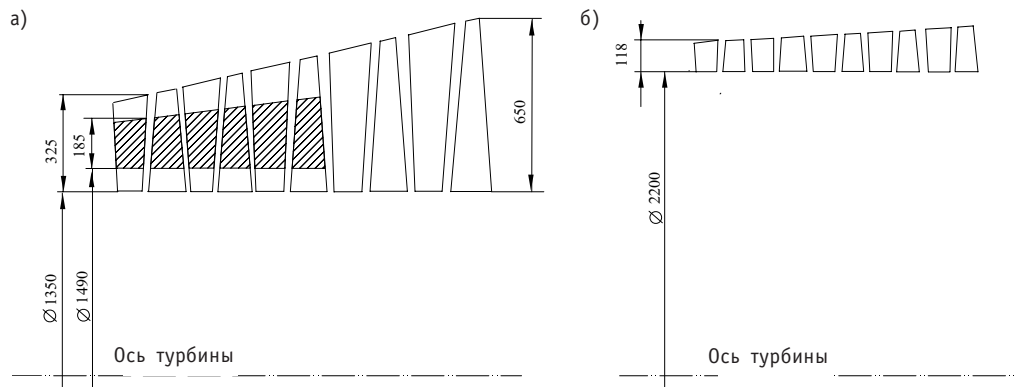


Рис. 5. Принципиальные схемы вариантов проточной части гелиевой турбины: а) проточная часть ТНД ГТ-100; заштрихована проточная часть гелиевой турбины; б) вариант проточной части гелиевой турбины с максимальным корневым диаметром дисков и частотой вращения 3000 об/мин

редуктор. Турбина низкого давления ГТ-100 имеет достаточно высокие значения отношения среднего диаметра к высоте лопатки. Можно ожидать, что снижение высоты лопатки у гелиевой турбины не приведет к существенному увеличению вторичных потерь, и относительный внутренний КПД проточной части будет на том же уровне, что и у прототипа. Увеличение корневого диаметра (наружного диаметра дисков) до 1490 мм также является вполне допустимым. В современных газовых турбинах применяются диски с наружным диаметром до 2200 мм.

В качестве второго варианта может рассматриваться проточная часть с частотой вращения 3000 об/мин и предельным корневым диаметром 2200 мм. Увеличение диаметра в 2,13 раза до требуемых по условиям моделирования размеров при частоте вращения 3000 об/мин влечет за собой применение специальных материалов и обоснование прочности. В этом варианте нарушаются условия кинематического подобия. Снижаются скорости по сравнению с моделью, числа Маха, уменьшается высота лопаток и увеличивается число ступеней до пяти. Схематически этот вариант показан на рис. 5б. При использовании ступеней большой циркуляции их количество может быть уменьшено до трех.

## ВЫВОДЫ

Проведенные исследования позволили выявить особенности гелиевой турбины по сравнению с традиционными воздушными, выполненными на ту же начальную температуру.

При одинаковых начальных параметрах, полной идентичности проточных частей и одинаковом температурном состоянии перепад давлений в ступени гелиевой турбины меньше, чем у воздушной. Перепад энтальпий в 4,5 раза больше, а скорости в 2,13 раза выше.

При полном кинематическом подобии частота вращения гелиевой турбины должна быть в два раза выше, чем воздушной, или иметь больший в два раза средний диаметр.

Для создания высокоэкономичных гелиевых турбин потребуется применение дисков больших размеров и относительно большие расходы рабочего тела для увеличения высоты лопаток.

## Литература

1. Атомные станции с ВТТР. Тематическая подборка // Энергомашиностроение. – 1983. – № 1. – С. 25-44.



2. Gas turbine power conversion systems for modular HTGRs. Report of a Technical Committee meeting. – IAEA, 2001. – 209 p.
3. Kazuhiko Kunitomi, et. al. JAEA'S VHTR for Hydrogen and Electricity Cogeneration: GTHTTR300C// Nuclear Engineering and Technology. – 2007. – V. 39. – № 1. – P. 9-14
4. Kazuhiko Kunitomi, et. al. Research and Development for Gas Turbine System in GTHTTR300//JSME International Journal. Series B. – 2004. – V. 47. – № 2. – P. 261-267.
5. Агеев А.В., Гутник М.Н., Малахов С.В. и др. Исследование тепловых характеристик газотурбинной установки ГТЭ110//Теплоэнергетика. – 2004. – № 11. – С. 2 - 8.
6. Ольховский Г.Г., Агеев А.В., Малахов С.В. и др. Испытания энергетических ГТУ на российских электростанциях//Электрические станции. – 2006. – № 6. – С. 36-42.
7. Шнез Я. И., Хайновский Я. С. Газовые турбины. Т. 2. – Киев: Вища школа, 1977.
8. Кириллов И.И. Теория турбомашин. – Л.: Машиностроение, 1972. – 536 с.
9. Ольховский Г. Г. Газовые турбины для энергетики//Теплоэнергетика. – 2004. – № 1. – С. 33-43.
10. Ольховский Г.Г. Газотурбинные и парогазовые установки в России//Теплоэнергетика. – 1999. – № 1. – С. 2-9.
11. Ольховский Г.Г. Энергетические газотурбинные установки. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 304 с.

Поступила в редакцию 5.10.2009

*Schools. Nuclear Power Engineering*) – Obninsk, 2010. – 6 pages, 2 tables, 1 illustration. – References, 5 titles.

The various aspects of use combined-cycle technologies on the nuclear power station are considered. The arguments of the combined cycles use necessity from the standpoint of a covering half-peak energy parts of the schedule of electric loading problem decision are resulted at nuclear power station work in fuel structure balance of power change conditions. The results of the combined-cycle nuclear power plant calculation with power unit K-500-60/1500, efficiency the combined-cycle nuclear power plant showing essential increase in comparison with independent work of each component are resulted.

#### **УДК 621.039.56**

*Working out of Methods and Algorithms of Calculation of Dynamic Loadings on the Equipment of the Second Contour of the Atomic Power Station at Shock and Pulse Influences* \ D.V. Kuznetsov, V.M. Kormilitsyn, K.N. Proskuryakov; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2010. – 9 pages, 3 tables, 5 illustrations. – References, 4 titles.

Results of calculation of parameters of acoustic fluctuations in system of regenerative heating of low pressure of the atomic power station with reactor WWER-1000 are presented. It is shown, that the spectral structure of acoustic fluctuations depends on configuration of the equipment of the second contour, its geometrical sizes and an operation mode. Settlement estimations of frequencies of own fluctuations of pressure of a working body in the equipment of the second contour are resulted. The developed methods and algorithms of calculations are intended for revealing and prevention of conditions of occurrence of resonances of vibrations in elements of the equipment of the second contour with acoustic fluctuations in a working body, as under operating conditions, and on a design stage of the second contour of the atomic power station with WWER-1000. For the task in view decision research of dependence of a pass-band from an operation mode is carried out.

#### **УДК 621.438.082: 621.311.23**

*Theoretical Predictions of the Performance of a Helium Turbine for Nuclear Power Plants* \ I.I. Loshchakov, G.A. Romakhova, I.A. Komolov; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2010. – 9 pages, 4 tables, 5 illustrations. – References, 11 titles.

The present paper analyzes the performance of a closed helium cycle for nuclear power plants based on high-temperature gas-cooled reactors. The basic thermodynamics are related to the cycle analysis of a helium gas turbine plant. Some detailed calculations of the helium cycles are presented.

The knowledge of fluid mechanics and thermodynamics essential to the designer of the air turbine is basically similar to that required by the helium turbine designer, and these fundamentals are discussed. Theoretical aspects of flow through helium cascade have been discussed. The steps in a preliminary design of helium gas turbine are outlined in this paper. The next step in the design process is the selection of passage shape, which has the potential of achieving maximum turbine efficiency.

#### **УДК 621.039.56**

*Dose Expenditure Minimization during the NPP Equipment and Systems Maintenance and Repair* \ A.A. Naumov, O.L. Tashlykov; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2010. – 9 pages, 4 illustrations. – References, 10 titles.

It is estimated the dose expenditure change depending on the NPP operation term and the maintenance and repair contribution to the collective dose depending on the reactor type. The ways to decrease the staff irradiation during the NPP maintenance are analyzed. The optimization importance in the radioactive protection choice is shown.