

УДК 621.4

Применение опыта проектирования криогенных турбодетандеров при разработке турбоэлектрогенератора мощностью 1 кВт для установки с органическим циклом Ренкина

А.В. ПОЛИКАРПОВ, PolikarpovAV@imec.msu.ru, **А.А. КОСТЕНКО**, Kosrk1@gmail.com,

канд. техн. наук **Т.М. РОЗЕНОЕР**, RozenoerTM@imec.msu.ru

Институт механики МГУ им. Ломоносова

А.Г. ВАЛЕЕВ, anton.valeev@siemens.com, канд. техн. наук **В.В. ЩУЧКИН**, viacheslav.schuchkin@siemens.com,

канд. физ.-мат. наук **В.В. МАЛИНИН**, vitaly.malinin@siemens.com

ООО «Сименс», Корпоративные технологии

В статье представлены результаты экспериментального исследования ступени радиально-осевой центро-стремительной турбины мощностью 1,3 кВт для привода высокочастотного электрогенератора номинальной мощностью 1 кВт в составе установки, работающей по органическому циклу Ренкина. В криогенной технике накоплен значительный объем данных по проектированию центростремительных радиально-осевых низкотемпературных турбин (турбодетандеров), мощность которых лежит в диапазоне 100 Вт — 1 МВт, частота вращения ротора 10 000–500 000 об/мин, внешний диаметр колеса 15–500 мм и степень расширения в одной ступени до 30. Этот опыт был использован при разработке компактной высокоскоростной турбомашин. Основные геометрические соотношения проточной части турбины определялись из опыта проектирования криогенных турбодетандеров. В статье приводятся результаты расчетов и экспериментального исследования сверхзвукового течения в направляющем аппарате и колесе турбинной ступени. Аналитические расчеты эффективности турбинной ступени и результаты детального численного моделирования хорошо согласуются с данными эксперимента, подтверждая тем самым значение КПД мини-турбины на уровне, близком к 75%.

Ключевые слова: криогенный турбодетандер, радиально-осевая центростремительная турбина, экспериментальное исследование сверхзвукового течения в направляющем аппарате и колесе турбины.

USING EXPERIENCE OF CRYOGENIC TURBO-EXPANDERS DESIGN WHEN DEVELOPING AN ELECTRIC TURBO-GENERATOR AT 1kW CAPACITY OPERATING ON THE ORGANIC RANKINE CYCLE

A.V. POLIKARPOV, PolikarpovAV@imec.msu.ru, **A.A. KOSTENKO**, Kosrk1@gmail.com,

PhD **T.M. ROZENOER**, RozenoerTM@imec.msu.ru

Institute of mechanics, LMSU

A.G. VALEEV, vitaly.malinin@siemens.com, PhD **V.V. SCHYUCHKIN**, viacheslav.schuchkin@siemens.com,

PhD in Physics and Mathematics **V.V. MALININ**, vitaly.malinin@siemens.com

ООО "Siemens", Corporate technologies

The paper presents the results of the experimental study of the stage of a radial axial centripetal turbine at 1,3 kW capacity to drive a high-frequency electric generator at 1 kW nominal capacity that is a part of the plant operating on the organic Rankine cycle. In cryogenic engineering a considerable volume of data on design of centrifugal radial axial low-temperature turbo-expanders at capacity from 100 W to 1 MW at 10,000–500,000 rpm with 15–500 mm runner outer diameter and expansion ratio up to 30 in one stage has been accumulated. This experience was used when developing a compact high-speed turbo-machine. The major geometric proportions of the turbine setting were defined on the base of the experience of the cryogenic turbo-expander design. The paper cites the results of calculations and experimental study of supersonic flow in the distributor and the turbine runner stage. Analytical calculations of the turbine stage efficiency and the results of detailed numerical modeling agree well with the experiment data confirming by that the mini-turbine COP at a level near to 75%.

Keywords: turbo-expander, radial axial centripetal turbine, experimental study of supersonic flow in the distributor and the turbine runner.

ВВЕДЕНИЕ

Современные исследования возможности применения различных органических теплоносителей в цикле Ренкина [5, 7, 10] повышают интерес к установкам, работающим по данному циклу, и позволяют по-новому оценить открывающиеся перспективы этой технологии при решении вопроса регенерации (утилизации) тепла в различных областях человеческой деятельности. Возможность использования того или иного типа расширительной машины, необходимой для реализации органического цикла Ренкина (ORC), обладающего максимальной эффективностью, определяется в зависимости от свойств рабочего тела и номинальной электрической мощности установки, которая лежит в диапазоне от нескольких ватт до нескольких десятков мегаватт (рис. 1). К настоящему времени проведен большой объем исследований по выбору рабочего тела, поиску оптимальных параметров цикла и схемных решений, а также оптимизации расширительных машин [9] и других элементов установки с целью повышения общей эффективности. Одной из основных причин невозможности достижения оптимальных расчетных параметров давления, температуры и эффективности в реальных условиях часто является отсутствие готовых компонентов, позволяющих реализовать оптимальные параметры в установке. Данная проблема часто решается путем введения искусственных ограничений, связанных с фактическими характеристиками используемого оборудования, такими, как частота вращения электрогенератора, максимальное давление и температура в цикле и т.д.

Максимальная эффективность одноступенчатых радиально-осевых и осевых турбин малой мощности достигается при высокой частоте вращения ротора, что приводит к уменьшению геометрических размеров и, следовательно, снижению массы и уменьшению тепловых потерь. Пример создания подобного высокоскоростного турбоэлектрогенератора мощностью 10 кВт, на роторе которого помимо турбины расположена насосная ступень, представлен в [6]. В [8] приводится описание установки с центробежной радиально-осевой турбиной еще меньшей мощности (около 2 кВт), используемой для привода центробежного компрессора и имеющей высокий изоэнтروпийный КПД.

Создание установки малой мощности (~1 кВт) представляет сложную техническую задачу как на этапе подбора готового оборудования (насоса, теплообменников и пр.), так и при изготовлении турбоэлектрогенератора с системой подвески ротора, частота вращения которого составляет порядка 180 000–200 000 об/мин. Именно по причине трудоемкости создания высокоскоростных электрогенераторов в большинстве криогенных турбодетандеров вырабатываемая ими мощность в основном трансформируется в тепло.

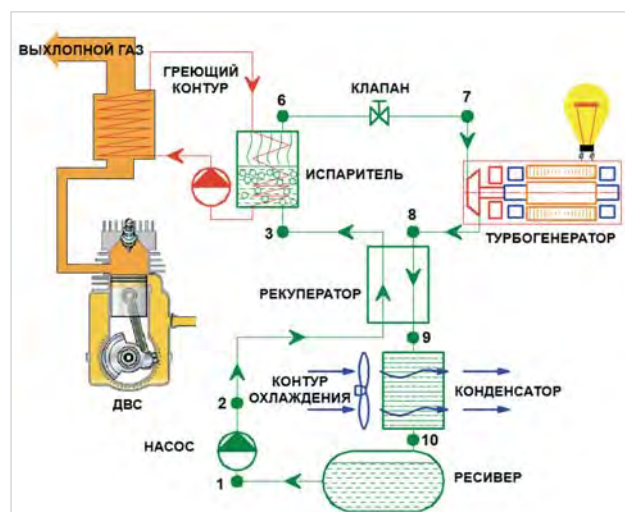


Рис. 1. Пример схемы установки с органическим циклом Ренкина (ORC), утилизирующей теплоту от двигателя внутреннего сгорания

Применение методик проектирования криогенных турбодетандеров при разработке турбины, работающей в органическом цикле Ренкина, обусловлено целым рядом факторов. К ним в первую очередь относятся высокие частоты вращения и небольшие размеры (из-за малой мощности, равной 1,3 кВт). Предварительные расчеты показали, что свойства различных рабочих тел, используемых в органических циклах Ренкина, приводят к более высоким значениям чисел Рейнольдса (например, на внешнем диаметре рабочего колеса), чем обычно наблюдаемые для воздуха при криогенных температурах. Оценка изоэнтропийного КПД η_s центробежной турбины малой мощности на оптимальных параметрах цикла для одного из перспективных теплоносителей – Ketone C_6F ($CF_3CF_2C(O)CF(CF_3)_2$) – дала значения $\eta_s = 0,75-0,78$. На рис. 2 показана (заштрихованная область) величина удельной работы, получаемой в изоэнтропийном процессе ($L_t = \Delta h_s = h_7 - h_8$, рис. 2, а) и в реальном процессе расширения ($\Delta h_r = h_7 - h_{8r}$, рис. 2, б), с учетом потерь

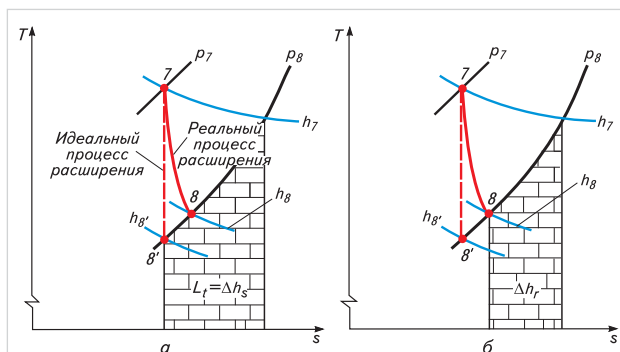


Рис. 2. Пояснение к определению изоэнтропийного КПД по Т-с-диаграмме:

а – работа в изоэнтропийном процессе расширения;
б – работа в реальном процессе расширения; p_i – давление;
 h_i – энthalпия в соответствующих точках цикла

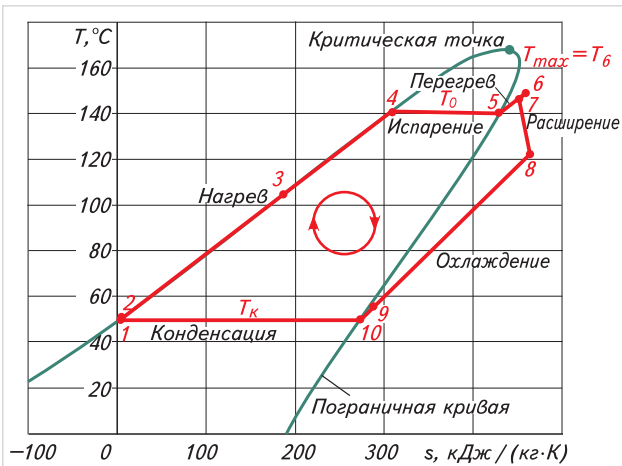


Рис. 3. Цикл малоэнергетической установки, работающей по органическому циклу Ренкина, с турбогенератором мощностью 1 кВт

с выходной скоростью, потерь на трение дисков и на утечку. Изэнтропийный КПД вычисляется как отношение реальной разности энтальпий Δh_r к разности энтальпий при изэнтропийном расширении Δh_s :

$$\eta_s = \Delta h_r / \Delta h_s \quad (1)$$

Для опытного образца турбогенератора мощностью $N_{гг} = 1$ кВт параметры цикла и параметры рабочего тела на входе и выходе из турбины выбирались таким образом, чтобы частота вращения турбины не превышала 100 000 об/мин, что определялось предельной частотой электрогенератора вентильного типа на лепестковых газодинамических опорах. При этом термический КПД цикла составил $\eta_T \approx 10-12\%$.

В результате для установки с органическим циклом Ренкина (см. рис. 1) был получен термодинамический цикл, представленный на рис. 3.

Основные номинальные параметры турбины:

- ✓ давление на входе в турбинную ступень $p_{in} = 10$ бар;
- ✓ температура на входе в турбинную ступень $T_{in} = 150$ °C;
- ✓ давление на выходе из турбины $p_{out} = 1,2$ бар.

Расчет центробежной турбины был выполнен на данные параметры.

Параметры центробежной радиально-осевой турбины

В конструкцию турбины был заложен канальный направляющий аппарат [2, 3]. Многочисленные эксперименты показали прямую связь между эффективностью турбины и большой величиной отношения высоты лопатки на внешнем диаметре колеса к этому диаметру (l/D), обеспечиваемой данным направляющим аппаратом. В криогенной технике имеется положительный опыт использования таких направляющих аппаратов при приведенных скоростях до 1,4. Дальнейшие расчеты и опытные данные выявили возможность значительного расширения

границ приведенной скорости без снижения эффективности в случае применения органических рабочих тел. Таким образом, появляется возможность реализовать процесс с большей степенью расширения в одной ступени. В рассматриваемой ступени среднее значение приведенной скорости λ_{1s} составляет 1,6. Последующее трехмерное моделирование в ANSYS CFX с применением реальных свойств газа показало, что в каналах направляющего аппарата имеются области локальных максимумов скорости истечения, соответствующих числам Маха 1,7.

Аналитический расчет реактивной радиально-осевой турбины проводился по методике, разработанной в соответствии с [4], с использованием опытных данных по малоразмерным криогенным турбодетандерам [1] и реальных термодинамических свойств рабочего тела. В результате расчетов получены следующие геометрические параметры ступени: внешний диаметр колеса $D = 27$ мм, высота лопатки на входе $l = 1,3$ мм, что отвечает расчетному $\eta_s = 0,75$. В ходе профилирования рабочего колеса и направляющего аппарата высота лопатки рабочего колеса была увеличена на величину осевого люфта (0,25 мм) в упорных лепестковых газодинамических подшипниках. На рис. 4 представлен внешний вид направляющего аппарата в сборе с радиально-осевым колесом.

Расчет параметров полей скоростей, давлений и пр. в элементах проточной части проводился в пакете трехмерного моделирования ANSYS CFX, при этом использовались реальные термодинамические свойства рабочего тела, представленные в специальном табличном виде. Трехмерная модель строилась с учетом зазоров и наличия прямого лабиринтного уплотнения (рис. 5). Численное моделирование было выполнено для номинального режима (100 000 об/мин). На рис. 6 показано распределение чисел Маха в среднем сечении проточной части на расчетном режиме. Детальный анализ результатов показал, что граница перехода на сверхзвуковое течение остается в сечении направляющего аппарата с наименьшей

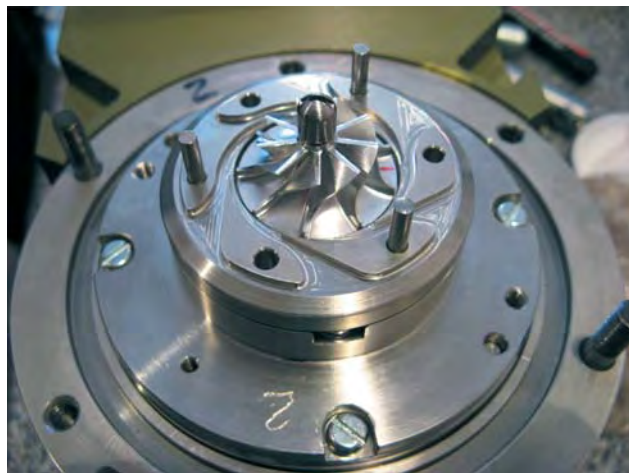


Рис. 4. Сборка проточной части турбогенератора

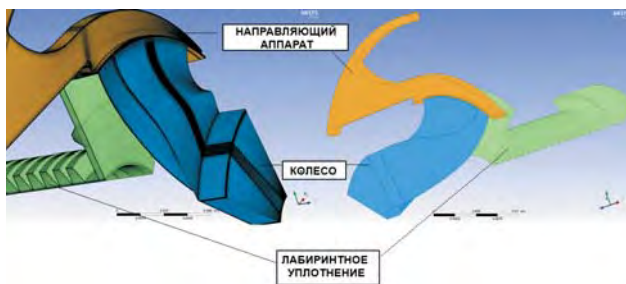


Рис. 5. Вид модели и расчетной сетки

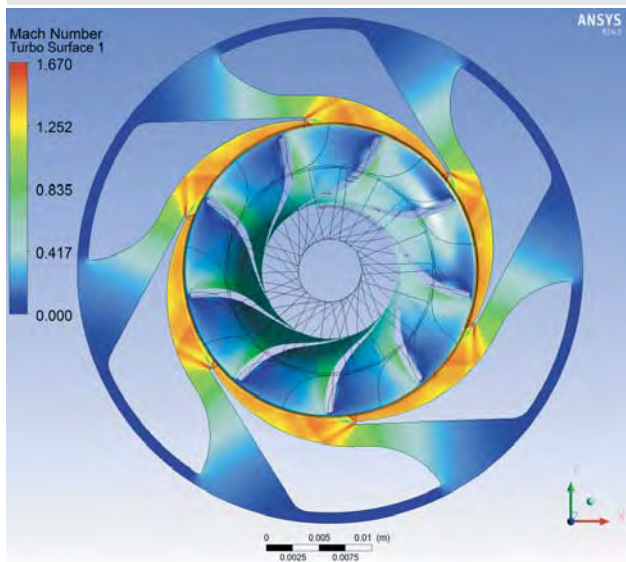


Рис. 6. Распределение чисел Маха в сопловом аппарате в стационарной системе координат и в рабочем колесе во вращающейся системе координат

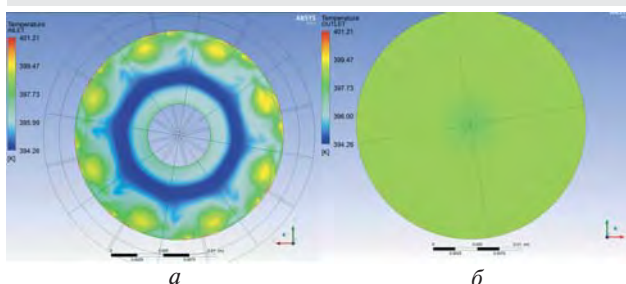


Рис. 7. Температурное поле: а – на выходе из турбины; б – за смесителем

проходной площадью. В этом горловом сечении наблюдается некоторое искривление границы перехода через скорость звука и изменение абсолютного угла на выходе из канала направляющего аппарата α_1 в косом срезе. На расчетном режиме $\alpha_1 \approx 12^\circ$ при геометрическом угле 8° . Следует отметить, что отклонение угла выхода α_1 , рассчитанное по аналогичной методике в двумерной постановке, оказалось меньше и составило не 4° , а 3° .

Анализ полей температур выявил существенную неоднородность температуры на выходе из колеса турбины, достигающую 6 К (рис. 7, а). На выходе из рабочего колеса турбины наблюдается существенная неравномерность потока по радиусу рабочего колеса (так называемый эффект Ранка), т.е. вращение по-

тока с разной скоростью, что приводит к появлению температурного градиента, затрудняющего определение параметров потока на выходе из колеса. Для устранения этих явлений был применен адиабатный смеситель, представляющий собой крестовину из восьми полос длиной 50 мм. Расчет в ANSYS CFX показал, что на выходе из смесителя происходит существенное выравнивание поля температур (рис. 7, б) по сравнению с исходным (см. рис. 7, а), что позволяет в ходе эксперимента измерять температуру только в одной точке за смесителем.

Расчет реактивности ступени ρ_r при моделировании в ANSYS CFX проводился путем осреднения давления по массовому расходу в зазоре между колесом и направляющим аппаратом.

Проведение испытаний

Для определения эффективности турбинной ступени на экспериментальном стенде (рис. 8) были выполнены следующие измерения: замеры давления p_{in} и температуры T_{in} на входе в направляющий аппарат; замер давления в зазоре между направляющим аппаратом и рабочим колесом p_1 ; замер расхода на входе в турбину G_{in} и расхода утечки G_d ; замеры давления и температуры на выходе из ступени p_{out} и T_{mix} (рис. 9). Запись и обработка параметров проводились в режиме реального времени. На рис. 10 представлены колебания изоэнтальпийного КПД при работе вблизи расчетной точки в течение длительного промежутка времени. Пропуски на рис. 10 обусловлены тем, что процедура вычисления изоэнтальпийного КПД не проводилась в случае задержки или повреждения данных в процессе передачи на компьютер, а также при выявлении резких кратковременных отклонений измеряемой величины от средних значений.

Нагрузкой для приводимого турбиной высоко-частотного генератора при длительной работе на постоянном режиме служат лампы накаливания различного номинала (см. рис. 8). Также в уста-

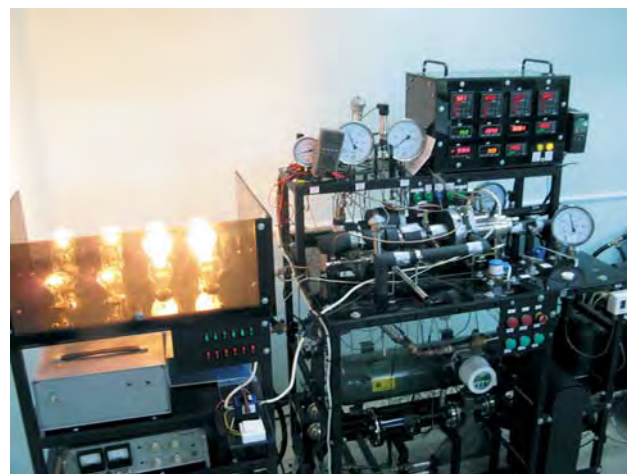


Рис. 8. Экспериментальный стенд

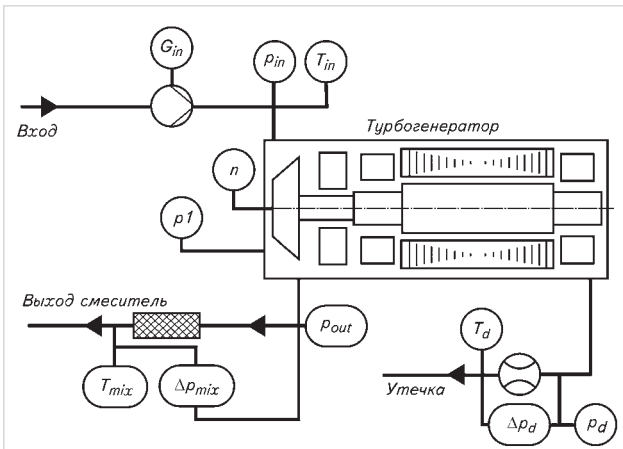


Рис. 9. Схема замеров параметров турбинной ступени: G_{in} , p_{in} , T_{in} – расход давления и температура на входе; p_{out} – статическое давление на выходе из ступени перед смесителем; n – частота вращения; T_{mix} – температура смешанного потока за смесителем; Δp_{mix} – перепад статического давления в смесителе; p_d – давление до измерительной диафрагмы; T_d – температура после диафрагмы; Δp_d – перепад давлений на диафрагме

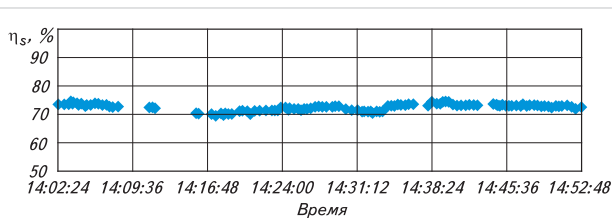


Рис. 10. Изменение эффективности турбинной ступени вблизи рабочей точки в ходе часового эксперимента

новке предусмотрена электронная переменная нагрузка, которая дает возможность изменять частоту вращения без изменения параметров на входе в турбогенератор, предоставляя возможность изменять в ходе эксперимента отношение окружной скорости на внешнем диаметре рабочего колеса к условной изоэнтروпийной скорости процесса расширения (U_1/C_s) при постоянных параметрах на входе и степени расширения (соответственно $C_s \approx \text{const}$).

Массовый расход утечки через лабиринтное уплотнение G_d измерялся с помощью спроектированной мерной диафрагмы в соответствии с ISO 5167-(1,2,3)-2003. Данный подход позволяет измерять малые массовые расходы через лабиринт с большой точностью. Расход на входе в турбину G_{in} измерялся с помощью массового кориолисового расходомера.

Расчет изоэнтропийного КПД турбины осуществляется на основе экспериментальных данных для энтальпии на выходе из турбины h_{out} , равной энтальпии за смесителем h_{mix} , которая определяется по статическому давлению p_{out} на стенке корпуса перед смесителем, температуре смешанного потока T_{mix} за смесителем и разности статических давлений

до и после смесителя Δp_{mix} . Чтобы исключить дополнительные потери тепла в смесителе, его размеры были выполнены минимально возможными. Для снижения общих тепловых потерь в турбинной ступени все ее элементы были теплоизолированы. Вычисление η_s ступени в опыте производилось с учетом утечки, реальных значений параметров, получаемых с датчиков, и с использованием реальных термодинамических свойств рабочего тела по формуле

$$\eta_s = (\Delta h_r / \Delta h_s) (G_{in} - G_d) / G_{in} \quad (2)$$

Изоэнтропийная разность энтальпий Δh_s и действительная разность энтальпий Δh_r определялись по формулам (3) и (4), где энтальпии представлены как функции двух параметров. Начальная энтропия рабочего тела S_{in} определялась по формуле (5), массовый расход утечки рассчитывался исходя из геометрических параметров диафрагмы по перепаду давлений на диафрагме Δp_d , давлению до диафрагмы p_d и температуре после диафрагмы T_d (6).

$$\Delta h_s = h(p_{in}, T_{in}) - h(S_{in}, p_{out}); \quad (3)$$

$$\Delta h_r = h(p_{in}, T_{in}) - h(p_{out} - \Delta p_{mix}, T_{mix}); \quad (4)$$

$$S_{in} = S(p_{in}, T_{in}); \quad (5)$$

$$G_d = G(p_s, T_d, \Delta p_d). \quad (6)$$

В таблице представлено сравнение замеренных в ходе эксперимента параметров ступени на номинальном режиме с результатами расчета по аналитической методике и при прямом трехмерном моделировании в ANSYS CFX. Несмотря на небольшие отличия в результатах, связанные с точностью изготовления при производстве, ошибками измерений и с другими факторами (например, с тем, что в трехмерном расчете не учитывался присутствующий в реальной машине теплообмен между элементами турбины), данные, полученные тремя разными способами, хорошо согласуются друг с другом.

Сравнительная таблица результатов эксперимента и расчета

Параметр	Аналитика (1D)	Моделирование в ANSYS CFX (3D)	Эксперимент
n , об/мин	100 000	100 000	101 000
p_{in} , бар	10,0	10,1	10,1
p_{out} , бар	1,20	1,20	1,29
p_1 , бар	3,29	3,34	3,34
p_t	0,50	0,49	0,49
U_1/C_s	0,71	0,72	0,73
T_{in} , °C	150,0	149	149,2
G_{in} , кг/с	0,090	0,090	0,095
G_d , кг/с	0,000	0,003	0,003
N , Вт	1340,00	1324,00	1368,00
η_s	0,75	0,75	0,75

Выводы

1. Для проектирования реактивных центробежных радиально-осевых турбин на органических рабочих телах можно использовать опыт, накопленный при расчете малоразмерных криогенных турбодетандеров, в том числе и конструкторские решения. Канальный направляющий аппарат можно использовать и при более высоких степенях расширения.

2. Малые размеры разработанной турбины, специальные конструктивные меры, снижающие тепловые потоки по корпусу, обеспечивают незначительное расхождение результатов эксперимента и прямого трехмерного численного моделирования, выполненного без учета теплопередачи в элементах ступени.

3. Результаты моделирования дают очень точную интегральную оценку ступени и позволяют выработать обоснованный алгоритм действий для дальнейшего совершенствования и доработки проточной

части с целью получения оптимальных требуемых параметров.

4. Появление большого числа высокочастотных электрогенераторов с мощностью от нескольких до сотен киловатт, а также развитие технологии магнитных и газодинамических опор позволяют рассматривать центробежные турбины в качестве основной приводной машины в энергетических установках с номинальной мощностью от 0,8 кВт.

Благодарности

Авторы статьи выражают благодарность департаменту корпоративных технологий компании «Сименс» за выполненное моделирование расширительной ступени в ANSYS CFX и помощь в проведении эксперимента на натурном образце. Работы были выполнены на средства департамента корпоративных технологий компании «Сименс».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.

1. Давыдов А. Б., Пересторонин Г. А., Стулов В. Л., Шерстюк А. Н. Центробежные турбодетандеры. — М.: Колос-пресс, 2002.
2. Кулаков В.М., Миронов И.Ю., Кулаков В.В., Данилович В.И. Канальные направляющие аппараты турбодетандеров// Химическое и нефтяное машиностроение. 1996. №4. С. 37–40.
3. Кулаков В.М., Миронов И.Ю., Кулаков В.В., Данилович В.И. Расчет потерь в ступени турбодетандера// Химическое и нефтяное машиностроение. 1997. №4. С. 51–55.
4. Машины низкотемпературной техники. Криогенные машины и инструменты/ под ред. А.М. Архарова, И.К. Буткевича. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. — 582 с.
5. Angelino, G., Colonna, P. «Multicomponent Working Fluids for Organic Rankine Cycles (ORCs)»// Energy, 1998. 23. P. 449–463.
6. Antti Uusitalo, Teemu Turunen-Saaresti, Juha Honkatukia, Piero Colonna and Jaakko Larjola, Siloxanes as Working Fluids for Mini-ORC Systems Based on High-Speed Turbogenerator Technology// Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2013. Vol. 135. Issue 4. 9 pages.
7. Bala V. Datla, Joost J. Brasz. Organic Rankine Cycle System Analysis for Low GWP Working fluids// International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2012. Paper 1285. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1285>
8. Demierre J., Henchoz S., Favart D. Prototype of a thermally driven heat pump based on integrated Organic Rankine Cycles (ORC)// Energy, 2012. Vol. 41. P. 10–17.
9. Van Buijtenen, J.P., Larjola, J., Turunen-Saaresti, T., Honkatukia, J., Esa, H., Backman, J., and Reunanen, A. Design and Validation of a new High Expansion Ratio Radial Turbine for ORC Application// 5th European Conference on turbomachinery. Prague. Czech Republic, 2003, March 17–22.
10. Zhu Qidi, Sun Zhiqiang, Zhou Jiemin. Performance analysis of organic Rankine cycles using different working fluids// Thermal Science. 2013. OnLine-First Issue 00. P. 14–14 DOI: 10.2298/TSCI120318014Z.

REFERENCES

1. Davydov A.B., Perestoronin G.A., Stulov V.L., Sherstuk A.N. Centripetal turbo-expanders. M.: Kolos-press, 2002.
2. Kulakov V.M., Mironov I. Yu., Kulakov V.V., Danilovich V.I. Channel distributors of turbo-expanders//Khimicheskoe i nefyanoie mashinostroenie. 1996. №4. P. 37–40.
3. Kulakov V.M., Mironov I. Yu., Kulakov V.V., Danilovich V.I. Calculation of losses in the turbo-expander stage// Khimicheskoe i nefyanoie mashinostroenie. 1996. №4. P. 37–40.
4. Machines of low-temperature engineering. Cryogenic machines and toolware /Edited by A.M. Arkharov, I.K. Butkevich. — M.: Publishing house MGTU n.a. N.E. Bauman, 2011. — 582 p.
5. Angelino, G., Colonna, P. Multicomponent Working Fluids for Organic Rankine Cycles (ORCs)// Energy, 1998. 23, P. 449–463.
6. Antti Uusitalo, Teemu Turunen-Saaresti, Juha Honkatukia, Piero Colonna and Jaakko Larjola, Siloxanes as Working Fluids for Mini-ORC Systems Based on High-Speed Turbogenerator Technology// Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2013. Vol. 135. Issue 4. 9 pages.
7. Bala V. Datla, Joost J. Brasz. Organic Rankine Cycle System Analysis for Low GWP Working fluids// International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2012. Paper 1285. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1285>
8. Demierre J., Henchoz S., Favart D. Prototype of a thermally driven heat pump based on integrated Organic Rankine Cycles (ORC)// Energy, 2012. Vol. 41, P. 10–17.
9. Van Buijtenen, J.P., Larjola, J., Turunen-Saaresti, T., Honkatukia, J., Esa, H., Backman, J., and Reunanen, A. Design and Validation of a new High Expansion Ratio Radial Turbine for ORC Application// 5th European Conference on turbomachinery. Prague. Czech Republic, 2003, March 17–22.
10. Zhu Qidi, Sun Zhiqiang, Zhou Jiemin. Performance analysis of organic Rankine cycles using different working fluids// Thermal Science. 2013. OnLine-First Issue 00. P. 14–14 DOI: 10.2298/TSCI120318014Z.