

Investigation of the Influence of Gas Pressure at the Inlet in Jet-Reactive Turbine on its Performance Indicators

Vanyeyev S.M., Meleychuk S.S., Baga V.N., Rodymchenko T.S.

Sumy State University
Sumy, Ukraine

Abstract. The results of gas current calculations in a flow part in not reversible jet-reactive turbine at pressure upon an input to the turbine up to 10 MPa (earlier calculations were spent up to 0.9 MPa), executed in program complex FlowVision for the first time are presented in the article. The dependences of factors and parameters of efficiency of the jet-reactive turbine (JRT) from total pressure upon an input in the turbine are received. They are exposed in a graphic type. The primary goals of the research were: calculation of parameters of current of gas in a flow part of the jet-reactive turbine by means of program complex FlowVision at pressure upon an input of the JRT from 0.4 up to 10 MPa, the analysis of results of calculation, reception of dependences of different factors from total pressure upon an input in the turbine. The Influence of total pressure on an input in the JRT on various factors, such as: total pressure recovery factor, factor of hydraulic resistance and factor of outflow were investigated. It was discovered that total pressure recovery factor σ increases for 27 % at an increase of pressure of an input of the jet-reactive turbine up to 4 MPa. It was determined that the hydraulic resistance factors related to the dynamic pressure at the inlet ξ_{in} and the turbine output ξ_{out} is reducing at 2.7 and 3.3 times, respectively, with an increase in pressure at the inlet of the jet-reactive turbine to 4 MPa.

Keywords: jet-reactive turbine, flow part, total pressure, total pressure recovery factor, starting torque, specific starting torque.

DOI: 10.5281/zenodo.2222341

Investigarea influenței presiunii gazelor la intrarea într-o turbină cu jet-jet asupra indicatorilor de eficiență

Vaneev S.M., Meleichuk S.S., Baga V.N., Rodimchenko T.S.

Sumy Universitatea de Stat din Sumi
Sumi, Ukraine

Rezumat. Articolul prezintă rezultatele calculelor de debit de gaz în partea de curgere a unei turbine ireversibile cu jet-jet cu presiuni la intrarea turbinei până la 10 MPa (calculare anterior făcute până la 0,9 MPa) efectuate în pachetul software FlowVision. Scopul lucrării este de a studia curgerea gazului în partea de flux a turbinei. Obiectivele principale ale studiului: calculul parametrilor de curgere a gazului în partea de curgere a turbinei la presiunea de intrare de la 0,4 la 10 MPa, analiza rezultatelor calculului, obținerea dependențelor diferitor coeficienți de presiunea totală la intrarea turbinei. S-a studiat efectul presiunii totale la intrarea în turbina asupra valorilor diferitor coeficienți: de recuperare a presiunii totale, rezistență hidraulică și coeficientul de scurgere. S-a stabilit, că raportul de recuperare a presiunii totale crește cu 27%, la creșterea presiunii intrarea a turbinei până la 4 MPa, cu o creștere nesemnificativă (cca. 3,6%) la creșterea de mai departe a presiunii de intrare. Se constată, că coeficienții de rezistență hidraulică aferenți presiunii dinamice la intrare ξ_{im} și la ieșire ξ_{ies} a turbinei, scădau de 2,7 și de 3,3 ori, respectiv, cu o creștere a presiunii la intrarea turbinei la 4 MPa și apoi avem o ușoară scădere. De asemenea, sa constatat că coeficientul de scurgere α_{out} crește de 2,7 ori cu creșterea presiunii la intrarea jet-turbinei la 3 MPa și apoi practic nu se modifică având valoarea de 0,1-0,105. Dependența cuplului de pornire pe arborele turbinei în dependență de presiunea totală la intrare practic are un caracter liniar.

Cuvinte-cheie: jet-turbină, partea de curgere, presiunea totală, raportul de recuperare a presiunii totale, cuplul de pornire, cuplul de pornire specific.

Исследование влияния давления газа на входе в струйно-реактивную турбину на показатели ее эффективности

Ванеев С.М., Мелейчук С.С., Бага В.Н., Родимченко Т.С.

Сумский государственный университет
Сумы, Украина

Аннотация. В статье впервые представлены результаты расчетов течения газа в проточной части неперверсивной струйно-реактивной турбины при давлениях на входе в турбину до 10 МПа (ранее расчеты проводились до 0.9 МПа), выполненных в программном комплексе FlowVision. В данном исследовании получены зависимости коэффициентов и параметров эффективности струйно-реактивной

турбины (СРТ) от полного давления на входе в турбину, представленные в графическом виде. Целью работы является исследование течения газа в проточной части СРТ с помощью программного комплекса FlowVision. Основными задачами исследования являлись: расчет параметров течения газа в проточной части струйно-реактивной турбины при давлении на входе струйно-реактивной турбины от 0.4 до 10 МПа, анализ результатов расчета, получение зависимостей разных коэффициентов от полного давления на входе в турбину. Изучено влияние полного давления на входе в струйно-реактивную турбину на различные коэффициенты, такие как: коэффициент восстановления полного давления, коэффициент гидравлического сопротивления и коэффициент утечек. Установлено что коэффициент восстановления полного давления σ увеличивается на 27% при увеличении давления на входе струйно-реактивной турбины до 4 МПа, а дальнейшее увеличение незначительное (на 3.6%). Определено, что коэффициенты гидравлического сопротивления, отнесенные к динамическому давлению на входе ξ_{ax} и выходе турбины, $\xi_{вых}$ уменьшается в 2.7 и 3.3 раза соответственно при увеличении давления на входе СРТ до 4 МПа, и далее уменьшение незначительное. Так же установлено, что коэффициент утечек α_{ym} увеличивается в 2.7 раза при увеличении давления на входе струйно-реактивной турбины до 3 МПа, а потом практически неизменен и равен 0.1–0.105. Зависимость пускового момента на валу СРТ от полного давления на входе в СРТ практически прямолинейна.

Ключевые слова: струйно-реактивная турбина, проточная часть, полное давление, коэффициент восстановления полного давления, пусковой момент, удельный пусковой момент.

ВВЕДЕНИЕ

Вопрос энергосбережения и разумного использования энергетического потенциала нашей планеты всегда был актуальным и первоочередным. Одним из основных путей решения этой проблемы является использование (утилизация) вторичных энергоресурсов.

В настоящее время огромное количество эксергии сжатых газов и паров безвозвратно теряется в редукторах и регуляторах давления на газораспределительных станциях (ГРС) и газорегуляторных пунктах (ГРП). Мировой опыт показывает, что эту энергию возможно и необходимо утилизировать, и для решения задачи в наиболее развитых странах принимаются соответствующие законы и осуществляется финансирование разработок по созданию утилизирующих систем.

Вопросам рационального использования эксергии сжатых газов и паров, создания утилизационных установок в Европе и США уделяется очень большое внимание [1-4].

Перспективным направлением является создание турбодетандерных агрегатов малой мощности, которые разрабатываются на основе струйно-реактивных турбин, для утилизации энергии сжатых газов и паров на узлах дросселирования со сроком окупаемости не более 2-х лет.

Другой не менее актуальной задачей современной газотранспортной отрасли является задача создания пневматического (газового), эффективного, надежного и удобного в эксплуатации привода для безопасного функ-

ционирования магистральных газопроводов. Например, в работах [5-7] проведены исследования по безопасности использования турбин, а также эксплуатируемого топлива. Такая задача также решается созданием пневмоприводов на основе струйно-реактивных турбин.

Согласно требованиям НАК «Нафтогаз Украины», и ОАО «Газпром», приводы шаровых кранов, устанавливаемых на компрессорных станциях и на линейной части магистральных газопроводов, должны использовать в качестве рабочего тела неподготовленный (непосредственно из трубы) природный газ и обеспечивать управление краном при давлении газа на входе в привод: для давления газа в газопроводе 63 кгс/см² (PN63) - 1,5 МПа; PN80 и PN100 - 2,5 МПа; PN160 - 3,5 МПа; PN250 - 4,5 МПа; PN420 - 8,0 МПа. При этом температура газа на входе в привод может изменяться в пределах от -60 °С до + 80 °С

Такие сложные требования практически полностью исключили возможность использования для кранов с диаметром проходного сечения DN>300 мм чисто пневматических (газовых) приводов объемного принципа действия (поршневых, шестеренных, ротационно-пластинчатых и др.).

Как указывалось, выше, для решения этих задач (создание безопасных пневмоприводов арматуры и утилизации потенциальной энергии давления сжатых газов и паров) могут использоваться агрегаты на базе струйно-реактивной расширительной машины (СРРМ), (или часто встречается в

литературных источниках название струйно-реактивная турбина).

Для рассмотренных областей применения эти машины обладают рядом несомненных преимуществ перед классическими (осевыми и центростремительными) турбинами.

Проанализировав конструкции струйно-реактивных турбин, предложенных в качестве полезных моделей и изобретений, можно сделать вывод, что каждое из конструктивных исполнений имеет свои преимущества и недостатки. Предлагаемые конструктивные мероприятия касаются, в основном, создания реактивной силы на выходе из проточной части машины (на тяговых соплах) без учета потерь энергии по всей проточной части, без выделения влияющих на эти потери элементов и основных геометрических размеров газового тракта и без рекомендаций по согласованию этих размеров и их соотношений.

Частично указанные выше недостатки конструкций и замечания учтены в современных конструкциях СРТ в реверсивном и нереверсивном исполнении.

Одной из причин незначительного использования струйно-реактивных машин в газотранспортной отрасли является недостаточная изученность особенностей течения газа в проточной части СРТ, а также вопросов проектирования агрегатов на их основе в качестве основного исполнительного элемента и, как следствие, отсутствие опыта создания таких пневмоагрегатов.

Необходимо отметить, что новизной данной работы является исследование струйно-реактивной турбины в программном комплексе. В настоящее время известно довольно много работ по моделированию течения рабочего тела в проточной части вихревых машин с помощью современных программных комплексов (Ansys CFX, FlowVision и др.) [8-20], но в этих работах не исследуется течение потока в конструкции нами исследованной струйно-реактивной турбины.

В работе [18] проведена верификация программного комплекса FlowVision, моделирование течения сравнивали с экспериментальными результатами. В данном программном комплексе для расчетов течения выбирают модель турбулентности SST для моделирования турбулентности, которая предполагает, что поток полностью

турбулентный [19]. В работе [20] анализировались двумерные нестационарные детали потока по контурам скорости и завихренности с азимутом в одном цикле вращения.

МЕТОДЫ И АЛГОРИТМЫ РЕШЕНИЯ

Объектом исследований является нереверсивная струйно-реактивная турбина (СРТ) (рис. 1). Показанная на рис.1 конструкция была экспериментальной моделью для опытного образца СРТ для турбодетандерного агрегата мощностью 100 кВт. Основные геометрические размеры: диаметр выходного сечения подводящего сопла – 5.2 мм; тяговые сопла выполнены щелевыми, эквивалентный суммарный диаметр выходного сечения тяговых сопел 6.5 мм; входной диаметр цилиндрической части втулки-диффузора – 6.3 мм; диаметр рабочего колеса по центру тяговых сопел - 200 мм.

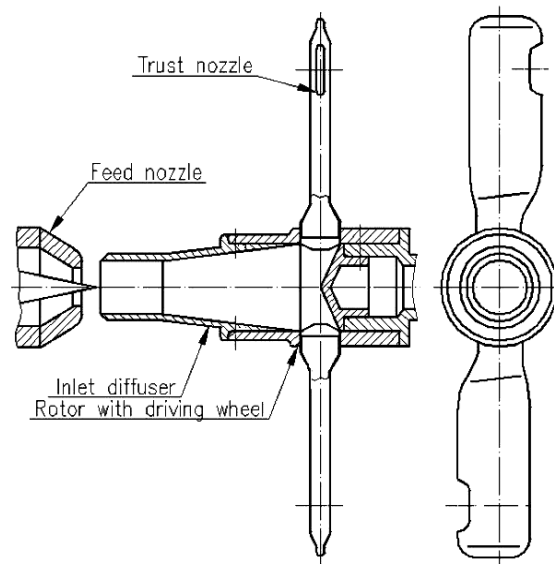


Рис. 1. Конструктивная схема нереверсивной струйно-реактивной турбины.¹

В экспериментальной модели СРТ исследовались разные диффузоры: с прямолинейными и криволинейными образующими. Было проведено много различных экспериментальных исследований. В этой статье исследуется турбина с криволинейным диффузором.

Газ подводится по оси вала посредством подводящего сопла, которое может быть регулируемым, расположенным с достаточно большим осевым зазором по отношению к входному торцу вала (до 0.5-0.7 мм). Если отношение давлений на турбине сверхкритическое, то на выходе из

¹ Appendix 1

подводящего сопла образуется недорасширенная струя (струя с избыточным давлением по отношению к давлению окружающей среды), которая, расширяясь, входит в цилиндрическую часть втулки-диффузора, перекрывая зазор между статорной и роторной частями. В цилиндрической части осевого канала поток переходит через скачок (скачки) уплотнения на дозвуковую скорость, затем в диффузоре, расположенном после цилиндрического канала, поток тормозится и далее движется по тракту с небольшой скоростью до тягового сопла, из которого вытекает со звуковой или сверхзвуковой скоростью. В результате образуется реактивная сила тяги на тяговом сопле (ТС) и соответственно крутящий момент на валу турбины, а при вращении вала производится механическая работа. При этом эффективность процесса преобразования потенциальной энергии рабочего тела в кинетическую энергию струи и, следовательно, эффективность турбины в целом возрастает с ростом давления и температуры газа перед ТС. В связи с этим подвод рабочего тела к тяговому соплу должен осуществляться с наименьшими потерями.

Уравнение момента количества движения в установившемся режиме $\omega = const$ и с учетом сопротивления окружающего вязкого газа вращению ротора имеет вид:

$$M = [G_t w_{cut,t} + f_{cut,t} (p_{cut,t} - p_{en.})] \times \\ \times L - G_t L^2 \omega - K_{r,r} \omega^2 \quad (1)$$

где G_t - массовый расход рабочего тела через тяговое сопло; $w_{cut,t}$ - скорость газа в выходном сечении (на срезе) тягового сопла в относительном движении; $f_{cut,t}$ - площадь среза ТС; $p_{cut,t}$ - давление на срезе ТС; $p_{en.}$ - давление окружающей среды, в которую происходит истечение из тягового сопла; L - расстояние от оси вращения ротора до оси тягового сопла (плечо действия силы тяги на ТС относительно оси ротора); ω - угловая скорость ротора; $K_{r,r}$ - коэффициент сопротивления вращению ротора СРТ в среде окружающего вязкого газа.

В струйно-реактивных турбинах (особенно применяемых в приводах шаровых кранов) большое значение имеет точность и достоверность определения силы тяги и

момента на пусковом режиме, то есть при $\omega = 0$ ($n = 0$):

$$M_n = L \cdot [G_t \cdot c_{cut,t,s=0} + f_{cut,t} \cdot (p_{cut,t} - p_{en.})] = \\ = L \cdot P_{t,s=0} \quad (2)$$

где $\tilde{n}_{cut,t,s=0}$ - скорость газа в выходном сечении (на срезе) тягового сопла в пусковом режиме; $P_{t,s=0}$ - тяга тягового сопла для пускового режима.

С учетом уравнений для расхода газа через тяговое сопло, скорости потока газа и статического давления на срезе тягового сопла, принимая в первом приближении течение газа в тяговом сопле изоэнтропным, уравнение для $P_{t,s=0}$ запишется в виде

$$P_{t,s=0} = p_{in,t,s=0}^* \cdot f_{k,t} \cdot \lambda_{cut,t,s=0} \cdot k \cdot \beta_k + f_{cut,\dot{\delta}=t} \times \\ \times [p_{in,t,s=0}^* \cdot \pi(\lambda_{cut,t,s=0}) - p_{en.}] \quad (3)$$

где $p_{in,t,s=0}^*$ - полное давление на входе в тяговое сопло для пускового режима; $\lambda_{cut,t,s=0}$ - приведенная (безразмерная) скорость газа на срезе тягового сопла для пускового режима; k - показатель изоэнтропы газа; $\pi(\lambda_{cut,t,s=0})$ - газодинамическая функция давления; β_k - критическое отношение давлений.

Видно, что точность определения тяги ТС, а, значит, и пускового момента полностью зависит от точности определения полного давления перед ТС и увеличивается с увеличением этого давления.

Эффективность струйно-реактивной турбины также определяется эффективной общей работой тягового и подводящего сопел. Поэтому необходимо правильно подобрать соотношения критических диаметров этих сопел на этапе общего проектирования. Проанализируем массовые расходы через питающее и тяговое сопла (при равных коэффициентах расхода этих сопел и $n = 0$):

$$G_s = p_{in,s}^* B f_{k,s} / \sqrt{RT_{in,s}^*} = G_t + \Delta G = \\ = p_{in,t,s=0}^* B f_{k,t} / \sqrt{RT_{in,t,s=0}^*} + \Delta G \quad (4)$$

где ΔG - потеря массового расхода газа из-за утечки в зазоре между питающим соплом (ПС) и ротором СРТ, которая характеризуется коэффициентом утечек газа

$\alpha_l = \Delta G / G_s$; $p_{in,s}^*$ - полное давление на входе в питающее сопло; $T_{in,s}^*$, $T_{in,t,s=0}^*$ - полные температуры на входе в питающее и тяговое сопло соответственно (для пускового режима $T_{in,s}^* = T_{in,t,s=0}^*$); B - функция, зависящая от показателя изэнтропы k .

Аэродинамическое совершенство проточной части для пускового режима можно оценивать коэффициентом восстановления полного давления

$$\sigma_{in,s-in,t,s=0} = \sigma_{s=0} = p_{in,t,s=0}^* / p_{in,s}^* \quad (5)$$

с учетом, которого уравнение (4) дает соотношение для площадей критических сечений ПС и ТС в виде:

$$\frac{f_{k,t}}{f_{k,s}} = \frac{1 - \alpha_l}{\sigma_{s=0}} \quad (6)$$

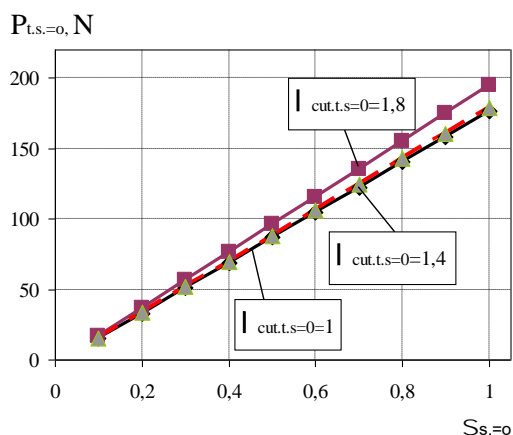


Рис. 2. Зависимости тяги тягового сопла от коэффициента восстановления полного давления при разных значениях приведенной скорости на выходе из тягового сопла. ¹

Зависимость тяги тягового сопла от коэффициента восстановления полного давления определяется из уравнений (3), (5):

$$P_{t,s=0} = p_{in,s}^* \cdot \sigma_{s=0} \cdot f_{k,t} \cdot \lambda_{cut,t,s=0} \cdot k \cdot \beta_k + f_{cut,t} \cdot \left[p_{in,s}^* \cdot \sigma_{s=0} \cdot \pi \left(\lambda_{cut,t,s=0} \right) - p_{en.} \right] \quad (7)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ

В данном исследовании были выполнены расчеты течения газа в нереверсивной струйно-реактивной турбине на пусковом режиме при давлениях на входе в турбину до 10 МПа (ранее расчеты проводились до 0,9 МПа), что позволило оценить возможность

Зависимости тяги тягового сопла от коэффициента восстановления полного давления по уравнению (7) при разных значениях приведенной скорости на выходе из тягового сопла представлены на рис. 2 (исходные данные для расчета тяги тягового сопла: $p_{in,s}^* = 5$ МПа; $f_{k,t} = 2,826 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$; $\lambda_{cut,t,s=0} = 1; 1,4; 1,8$; $k = 1,4$; $\beta_k = 0,5283$; $p_{en.} = 0,1$ МПа). Зависимости тяги тягового сопла от коэффициента восстановления полного давления при разных значениях давления газа на входе в подводящее сопло представлены на рис. 3 (исходные данные для расчета тяги тягового сопла: $p_{in,s}^* = 1 \text{ МПа}, 2 \text{ МПа}, 5 \text{ МПа}$; $f_{k,t} = 2,826 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$; $\lambda_{cut,t,s=0} = 1$; $k = 1,4$; $\beta_k = 0,5283$; $p_{en.} = 0,1 \text{ МПа}$).

Из рисунков 2, 3 видно, что чем выше коэффициент восстановления полного давления в проточной части СРТ $\sigma_{s=0}$, давление газа на входе в подводящее сопло и приведенная скорость на выходе из тягового сопла, тем больше тяга тягового сопла. При этом приведенная скорость газа на срезе тягового сопла незначительно влияет на силу тяги тягового сопла.

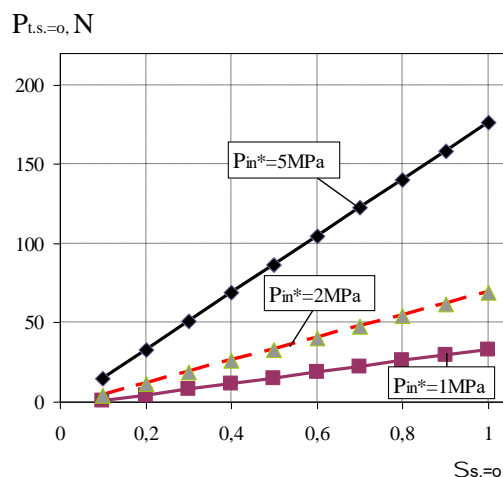


Рис. 3. Зависимости тяги тягового сопла от коэффициента восстановления полного давления при разных значениях давления газа на входе в подводящее сопло. ¹

применения струйно-реактивных турбин в турбогенераторах для газораспределительных станций и в приводах шаровых кранов для магистральных газопроводов.

Верификация результатов расчета для данной модели ступени струйно-реактивной турбины проводилась в предыдущих наших работах. Ниже представлен рисунок

¹ Appendix 1

твердотельной модели проточной части реактивной турбины (рис. 4).

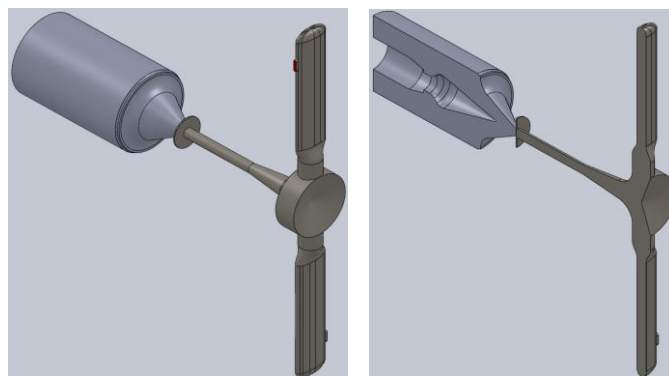


Рис. 4. Твердотельная модель проточной части турбины в программном комплексе FlowVision. ¹

Расчетная сетка адаптирована в наиболее важных местах по длине проточной части. Уровни адаптации, типы границ, граничных условий и значения параметров для независимых переменных описаны ниже:

- по питающему соплу:
 - вход в питающее сопло (1 уровень адаптации расчетной сетки). Тип границы – «Вход/выход», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Полная температура» и значение составляет 150С, для независимой переменной «скорость» тип граничного условия «Полное давление» и значения от 0,4 до 10 МПа. Остальные переменные по умолчанию;
 - стенка питающего сопла (1 уровень адаптации расчетной сетки). Тип границы – «Стенка», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Нулевой поток», для независимой переменной «скорость» тип граничного условия «Стенка, логарифмический закон». Остальные переменные по умолчанию;
 - зазор между питающим соплом и ротором СРТ (2 уровень адаптации расчетной сетки). Тип границы – «Свободный выход», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Нулевой поток», для независимой переменной «скорость» тип граничного условия «Нулевое давление/выход». Остальные переменные по умолчанию;
 - скользящая поверхность по статору (1 уровень адаптации расчетной сетки). Данное граничное условие введено с целью задать обороты вращения ротора при последующих расчетах режимов работы турбины. Тип границы – «Скользящая поверхность», типы

граничных условий всех переменных – «Скользящий»;

- по рабочему колесу (ротору):
 - скользящая поверхность рабочего колеса по ротору (1 уровень адаптации расчетной сетки).

Как и для питающего сопла, данное граничное условие введено с целью задать обороты вращения ротора при последующих расчетах режимов работы.

Тип границы – «Скользящая поверхность», типы граничных условий всех переменных – «Скользящий»;

- стенка рабочего колеса (1 уровень адаптации расчетной сетки).

Тип границы – «Стенка», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Нулевой поток», для независимой переменной «скорость» тип граничного условия «Вращающаяся стенка, логарифмический закон». Остальные переменные по умолчанию;

- выход из тяговых сопел (2 уровень адаптации расчетной сетки). Тип границы – «Свободный выход», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Нулевой поток», для независимой переменной «скорость» тип граничного условия «Нулевое давление/выход». Остальные переменные по умолчанию.

Опорные величины: опорные значения температуры и давления, соответственно, 273,15 К и 101325 Па

¹ Appendix 1

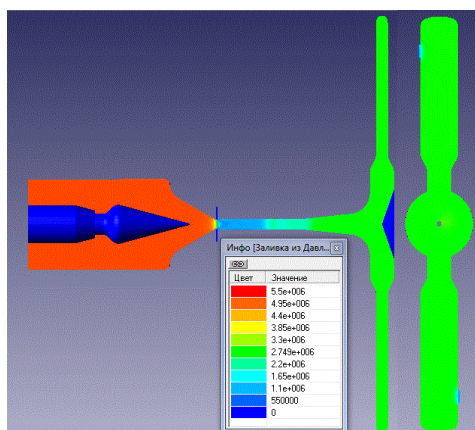


Рис. 5. Изменение давления на пусковом режиме по длине проточной части. ¹

В качестве примера для полного давления на входе в СРТ 5,1 МПа (относительно опорной величины) заливка из статического давления по длине проточной части СРТ и график сходимости массового расхода на входе в питающее сопло и на выходе из тягового сопла показаны на рис. 5 и рис. 6, соответственно.

Выше уже отмечалось, что аэродинамическое совершенство проточной части турбомашин, то есть величину потерь энергии в неподвижных элементах турбомашин, часто оценивают по коэффициенту восстановления полного давления. Поэтому получим зависимость коэффициента восстановления полного давления в проточной части СРТ от полного давления на входе СРТ для пускового режима.

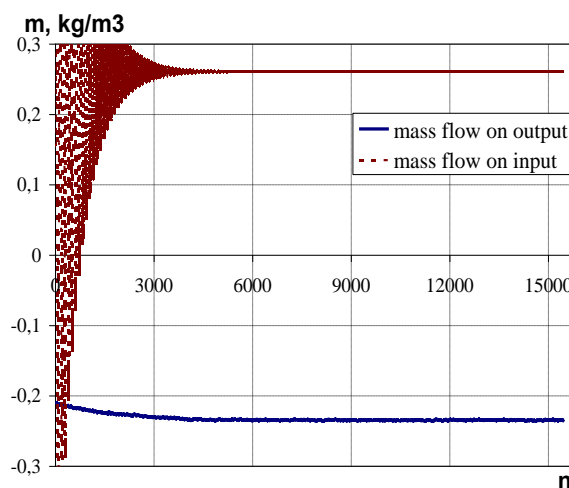
Коэффициент восстановления полного давления в проточной части СРТ определялся отношением:

$$\sigma = \frac{P_{out}^*}{P_{in}^*} \quad (8)$$

где, P_{out}^* - давление заторможенного потока (полное давление) на выходе из тягового сопла; P_{in}^* - давление заторможенного потока (полное давление) на входе в подводящее сопло.

Зависимости коэффициента восстановления полного давления в проточной части СРТ от полного давления на входе СРТ для пускового режима

¹ Appendix 1



m – массовый расход на входе в ПС и на выходе из ТС; n – количество итераций.

Рис. 6. График сходимости массового расхода на входе в питающее сопло и на выходе из тягового сопла. ¹

представлены в графическом виде на рис. 7. Видно, что коэффициент восстановления полного давления σ стремительно увеличивается при увеличении давления на входе СРТ до 4 МПа, а далее увеличение незначительное.

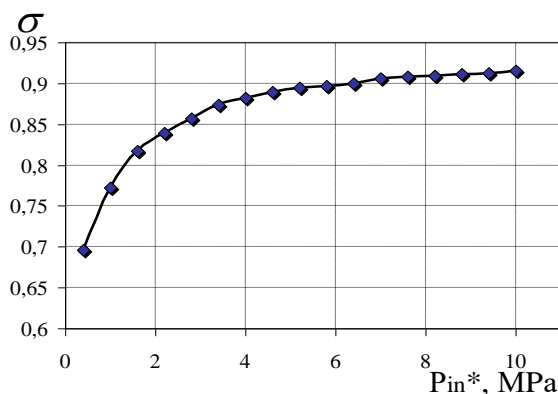


Рис. 7. График зависимости изменения коэффициента восстановления полного давления от давления на входе СРТ при пусковом режиме. ¹

Рассчитаны также другие коэффициенты, которые характеризуют эффективность течения газа в проточной части струйно-реактивной турбины при пусковом режиме.

Коэффициент утечки α_l (рис. 8):

$$\alpha_l = (G_f - G_t) / G_f \quad (9)$$

где G_t - расчетный массовый расход на выходе из тягового сопла, взятый из информационного окна программного комплекса FlowVision; G_f - расчетный массовый расход на входе в струйно-реактивную турбину, взятый из

информационного окна программного комплекса FlowVision.

Из рисунка 8 видно, что коэффициент утечки α_l стремительно увеличивается при увеличении давления на входе струйно-реактивной турбины до 3 МПа, а потом практически не изменяется и равен 0.1-0.105.

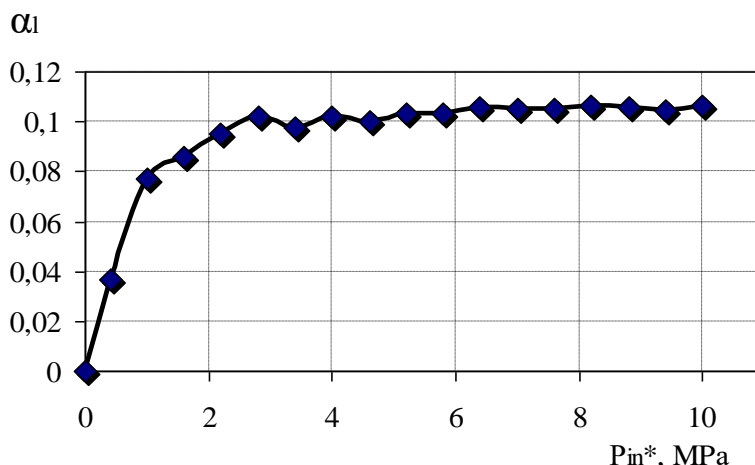


Рис.8. График изменения коэффициента утечки от полного давления на входе в СРТ. ¹

Коэффициент гидравлического сопротивления проточной части струйно-реактивной турбины, представлен в виде двух коэффициентов (рис. 10, 11):

1) Коэффициент гидравлического сопротивления, равный отношению потерь полного давления к динамическому давлению на входе в струйно-реактивную турбину:

$$\xi_{in} = \frac{2 \cdot \Delta P^*}{\rho_{in} \cdot c_{in}^2} \quad (10)$$

где ρ_{in} - плотность газа на входе в струйно-реактивную турбину; \tilde{n}_{in} - скорость газа на входе в СРТ; ΔP^* - потери полного давления в проточной части (разница полных давлений на входе в СРТ и на выходе из тягового сопла СРТ) (рис.9):

$$\Delta P^* = P_{in}^* - P_{out}^* \quad (11)$$

2) Коэффициент гидравлического сопротивления, равный отношению потерь полного давления к динамическому давлению на выходе из струйно-реактивной турбины.

$$\xi_{out} = \frac{2 \cdot \Delta P^*}{\rho_{out} \cdot c_{out}^2} \quad (12)$$

где ρ_{out} - плотность газа на выходе из тягового сопла; c_{out} - скорость газа на выходе из тягового сопла.

На рисунке 11 представлена зависимость $\xi_{ex} = f(P_{in}^*)$, а на рис. 12 представлена зависимость $\xi_{out} = f(P_{out}^*)$.

Из рисунков 11, 12 видно, что коэффициенты гидравлического сопротивления ξ_{in} , ξ_{out} уменьшаются практически в четыре раза при увеличении давления на входе струйно-реактивной турбины до 3 МПа, а потом уменьшение незначительное.

¹ Appendix 1

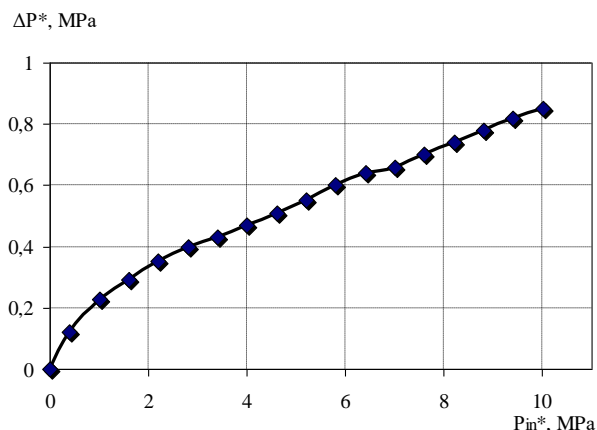


Рис. 9. График потерь полного давления в проточной части СРТ в зависимости от давления на входе в СРТ. ¹

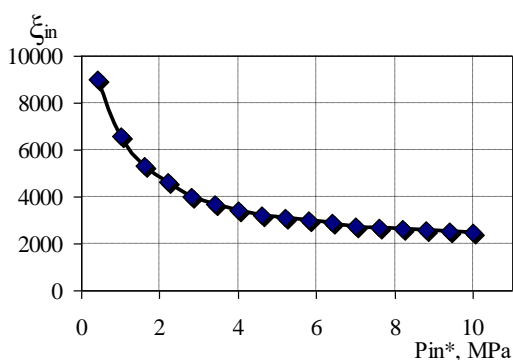


Рис. 10. График изменения коэффициента гидравлического сопротивления ξ_{in} от полного давления на входе в СРТ. ¹

Пусковой момент на валу СРТ (рис. 13) при обработке результатов расчета рассчитывался по формуле:

$$M_{start} = G_t \cdot C_u \cdot L + f_{cut,t} \cdot (P_{cut,t} - P_{en}) \cdot \frac{D}{2}, \quad (13)$$

где L - плечо приложения окружной (тангенциальной) скорости; D - диаметр между центрами тяговых сопел; C_u - тангенциальная скорость на выходе из тягового сопла (рис. 12); $f_{cut,t}$ - площадь

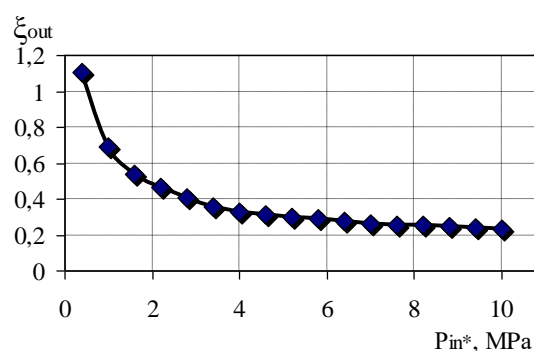


Рис. 11. График изменения коэффициента гидравлического сопротивления ξ_{out} от полного давления на входе в СРТ. ¹

выходного сечения ТС (величина, взятая с FV, $f_{cut,t} = 3,025 \cdot 10^{-5}$); $P_{cut,t}$ - статическое давление на выходе из ТС; P_{en} - давление окружающей среды.

Так как опорное давление при расчете в комплексе FlowVision равняется давлению окружающей среды ($P_r = P_{en}$), то разница давлений $P_{cut,t} - P_{en}$ в уравнении (13) равняется давлению, которое рассчитывается в комплексе FlowVision и указано в информационном окне P_{calc} , Па.

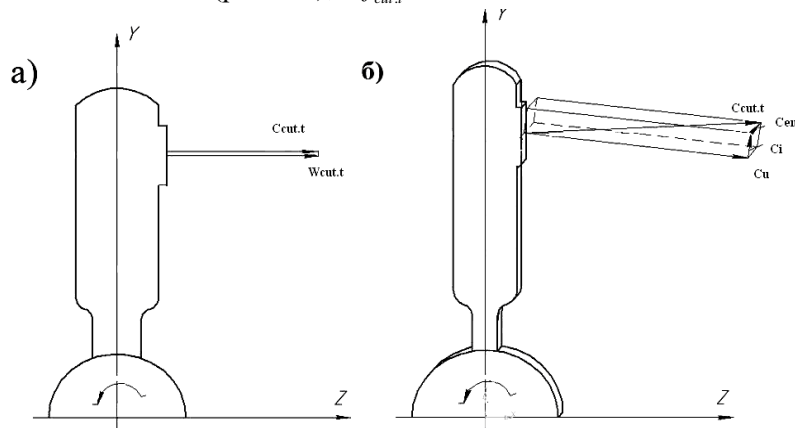


Рис. 12. Расчетная схема треугольников скоростей:

- а) при расчете по одномерной теории
- б) при расчете в программном комплексе FlowVision. ¹

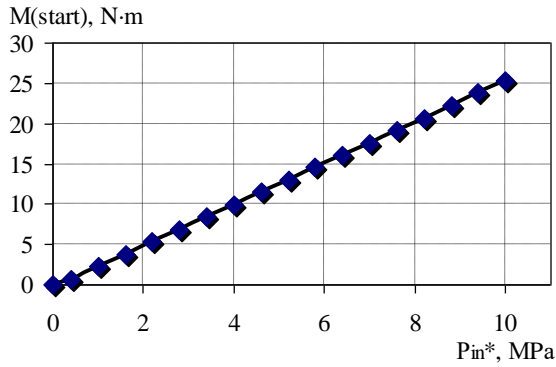


Рис. 13. График изменения пускового момента в зависимости от полного давления на входе. ¹

На рис. 14 показана зависимость удельного пускового момента, равного отношению пускового момента к расходу газа на входе в СРТ $M_{s.sp} = M_{start} / G_f$, от полного давления на входе СРТ.

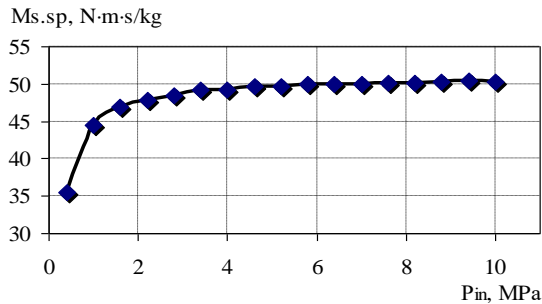


Рис. 14. График зависимости удельного пускового момента, определенного по расходу газа через питающее сопло, от полного давления на входе СРТ. ¹

APPENDIX 1

- Fig. 1. Constructive scheme of non-reversible JRT.
- Fig. 2. Dependencies of traction nozzle on the total pressure recovery ratio at different speeds at the outlet of the traction nozzle.
- Fig. 3. Dependencies of the traction nozzle on the coefficient of recovery of the total pressure at different gas pressures at the inlet to the inlet nozzle.
- Fig. 4. Solid-state model of the flow section of the turbine in the FlowVision software package.
- Fig. 5. Pressure change on the starting mode along the length of the flow part.
- Fig. 6. Graph of convergence of the mass flow at the entrance to the feed nozzle and at the outlet of the traction nozzle. m – mass flow rate at the entrance to the FN and at the exit from TN; n – number of iterations.
- Fig. 7. Graph of change in the ratio of the total pressure recovery to the pressure at the JRT inlet during start-up mode.
- Fig. 8. Graph of changes in the leakage rate from the total pressure at the inlet to the JRT.

Из рисунка видно, что удельный пусковой момент стремительно увеличивается при увеличении давления на входе СРТ до 3 МПа, дальше практически не изменяется.

На рисунке 15 показана зависимость удельного пускового момента, равного отношению пускового момента к расходу газа на выходе из тягового сопла СРТ $M'_{s.sp} = M_{start} / G_t$, от полного давления на входе СРТ.

Из рисунка видно, что удельный пусковой момент стремительно увеличивается при увеличении давления на входе СРТ до 3 МПа, потом практически не изменяется.

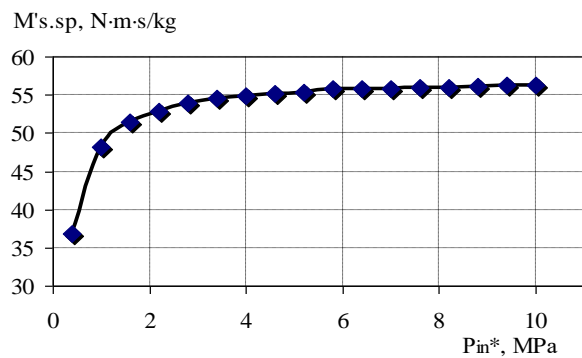


Рис. 15. График зависимости удельного пускового момента, определенного по расходу газа через тяговое сопло, от полного давления на входе. ¹

- Fig. 9. The graph of the loss of total pressure in the flow part of the CPT, depending on the pressure at the inlet to the JRT.
- Fig. 10. The graph of the change in the coefficient of hydraulic resistance ξ_{in} from the total pressure at the inlet to the JRT.
- Fig. 11. Graph of change of the hydraulic resistance coefficient ξ_{out} from the total pressure at the inlet to the JRT.
- Fig. 12. The design scheme of triangles of speeds: a) when calculating by one-dimensional theory; b) when calculated in the FlowVision software package.
- Fig. 13. Graph of starting torque, depending on the total pressure at the inlet.
- Fig. 14. Graph of specific starting torque, determined by the gas flow through the feed nozzle, from the total pressure at the JRT inlet.
- Fig. 15. Graph of specific starting torque, determined by the gas flow through the traction nozzle, from the total pressure at the inlet.

¹ Appendix 1

ВЫВОДЫ

1. В данной работе получена зависимость, показывающая, что сила тяги на пусковом режиме и пусковой момент непосредственно зависят от коэффициента восстановления полного давления в проточной части струйно-реактивной турбины.
2. Впервые с помощью программного комплекса FlowVision исследовано течение газа в проточной части нереверсивной струйно-реактивной турбины на пусковом режиме при давлениях на входе в турбину до 10 МПа.
3. Исследовано влияние полного давления на входе в СРТ на основные параметры эффективности струйно-реактивной турбины для пускового режима:
 - коэффициент восстановления полного давления σ увеличивается на 27 % при

увеличении давления на входе СРТ до 4 МПа, а далее увеличение незначительное (на 3.6 %);

- коэффициент утечек α_l увеличивается в 2.7 раза при увеличении давления на входе СРТ до 3 МПа, а потом практически не изменяется и равен 0.1-0.105;
- коэффициенты гидравлического сопротивления ξ_{in}, ξ_{out} уменьшаются в 2.7 и 3.3 раза соответственно при увеличении давления на входе СРТ до 4 МПа, а потом уменьшение незначительное;
- зависимость пускового момента на валу СРТ M_{start} от полного давления на входе СРТ практически прямолинейная;
- удельный пусковой момент на валу СРТ $M_{s.sp}$ значительно увеличивается при увеличении давления на входе СРТ до 3 МПа, а дальше практически не изменяется и равен 50 Н·м·с/кг.

Литература (References)

- [1] Garner S., Ibrahim Z. Gas turbine common issues, failure investigations, root cause analyses, and preventative actions. *Power Division (Publication) POWER*, vol. 2016-January, Charlotte; United States, doi: 10.1115/POWER2016-59352.
- [2] Anderson W.S., Polanka M.D., Zelina J., Evans D.S., Stouffer S.D., Justinger G.R. Effects of a reacting cross-stream on turbine film cooling. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, vol 3, Issue PART B, 2009, pp. 1345-1353; Orlando, FL; United States; doi: 10.1115/GT2009-59242.
- [3] Singh P. The choice between turbine expanders and variable speed pumps as replacement for throttling devices in non-thermal process applications. *Energy*, vol. 123, 2017, pp. 198-217. doi: 10.1016/j.energy.2017.01.124
- [4] Cleveland T., Mokhatab S. Energy Recovery At Pressure Regulating Stations. *Pipeline & Gas Journal*. 2014, vol. 241. <http://pipelineandgasjournal.com/energy-recovery-pressure-regulating-stations>
- [5] Utschick M., Eiringhaus D., Köhler C., Sattelmayer T. Predicting Flashback Limits of a Gas Turbine Model Combustor Based on Velocity and Fuel Concentration for H₂-Air Mixtures // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 139, April 2017, doi: 10.1115/1.4034646
- [6] York W.D., Ziminsky W.S., Yilmaz E. Development and testing of a low NO_x hydrogen combustion system for heavy-duty gas turbines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 135, 2013, doi: 10.1115/1.4007733
- [7] York W.D., Ziminsky W.S., Yilmaz E. Development and testing of a low NO_x hydrogen combustion system for heavy duty gas turbines. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, vol. 2, 2012, pp. 1395-1405 Copenhagen; Denmark, doi: 10.1115/GT2012-69913
- [8] Quail F.J., Scanlon T.J., Baumgartner A. Design study of a regenerative pump using one-dimensional and three-dimensional numerical techniques. *European Journal of Mechanics - B/Fluids*. 2012, vol. 31, pp. 181-187. doi: 10.1016/j.euromechflu.2011.06.003
- [9] Senthil P., Mirudhuneika V. Design and Development of Regenerative Pump Impeller using CFD Techniques. *International Journal of Scientific Research*. 2014. vol. 3, <http://docplayer.net/52851494-Engineering-design-and-development-of-regenerative-pump-impeller-using-cfd-techniques-abstract-pv-senthil-vs-mirudhuneika.html>
- [10] Badami M. Theoretical model with experimental validation of a regenerative blower for hydrogen recirculation in a PEM fuel cell system. *Energy Conversion and Management*. 2010. – vol. 51, pp. 553-560. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.10.022>
- [11] Jang C.M. Shape Optimization of a Regenerative Blower Used for Building Fuel Cell System. *Open Journal of Fluid Dynamics*. 2012. pp. 208-214. doi: 10.4236/ojfd.2012.24A023
- [12] Badami M. Comparison between 3D and 1D simulations of a regenerative blower for fuel cell applications. *Energy Conversion and Management*. 2012. vol. 55. pp. 93-100, doi: 10.1016/j.enconman.2011.10.003

- [13] Blowers T.A.-M. Mekhail, O.M. Dahab, M.F. Sadik, Theoretical, Experimental and Numerical Investigations of the Effect of Inlet Blade Angle on the Performance of Regenerative. *Open Journal of Fluid Dynamics*. 2015. pp. 224-237. doi: 10.4236/ojfd.2015.53025
- [14] Doğu Y., Günaydin I., Kiliçaslan Z., Ileri T., Soğancı S. Design and cfd analysis of a 150kw 8-stage orc-rot (organic rankine cycle-radial outflow turbine) and performance degradation due to blade tip clearance of labyrinth seal. *Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT 2018*; Oslo; Norway; doi: 10.1115/GT2018-75612.
- [15] Bhagwan R., Habisreuther P., Zarzalis N. Experimental and numerical investigations of characteristics of an axial jet in the vicinity of a confined concentric swirl flow in a model combustor, *Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT 2018*; Oslo; Norway; doi: 10.1115/GT2018-75028.
- [16] E. Ahmed, Y. Huang. Flame volume prediction and validation for lean blow-out of gas turbine combustor. *Aeronautical Journal*, vol. 121, February 2017, pp. 237-262. doi: 10.1017/aer.2016.125
- [17] Grout R.W., Richardson E.S., Gruber A., Yoo C.S., Chen J.H. Filtered density functions from direct numerical simulation of a reactive jet in cross-flow. *Western States Section of the Combustion Institute Spring Technical Meeting 2010*; Boulder; United States; pp. 766-771.
- [18] Chen X.-M., Kang S., Zuo W. Research of yaw aerodynamic characteristic of horizontal-axis wind turbine based FlowVision. *Journal of Engineering Thermophysics*, vol. 35, pp. 1758-1761.
- [19] Zuo W., Kang S. Numerical simulation of the aerodynamic performance of a H-type wind turbine during self-starting. *Applied Mechanics and Materials 529*, pp. 296-302. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.529.296.
- [20] Zuo W., Kang S., Qiu Y.-X., Chen X.-M., Yu C.-R. Numerical simulation of the aerodynamic performance of H type wind turbine. *Journal of Engineering Thermophysics* vol. 34, pp. 1462-1465.

Сведения об авторах.



Ванев Сергей Михайлович - канд. техн. наук, доцент кафедры технической теплофизики, заведующий кафедры технической теплофизики; Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина. Область научных интересов: энергетика и энергоэффективность.
E-mail: s.vaneev@kttf.sumdu.edu.ua



Бага Вадим Николаевич - канд. техн. наук, ст. преподаватель кафедры технической теплофизики, Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина. Область научных интересов: энергетика и энергоэффективность.
E-mail: v.baga@kttf.sumdu.edu.ua



Мелейчук Станислав Станиславович - канд. техн. наук, доцент кафедры технической теплофизики (ТТФ), Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина. Область научных интересов: энергетика и энергоэффективность.
E-mail: s.melechuk@zaoch.sumdu.edu.ua



Родимченко Татьяна Сергеевна - аспирант, кафедра технической теплофизики (ТТФ), Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина. Область научных интересов: энергетика и энергоэффективность.
E-mail: t.rodymchenko@kttf.sumdu.edu.ua