

- магнітне поле призводить до зміни реологічної характеристики робочих рідин, які біли використані в експериментах;
- показано, що отримані експериментальні дані створюють передумови для розрахунку довжини гідродинамічної початкової ділянки в поперечному магнітному полі при заданих значеннях його інтенсивності як функції числа Рейнольдса й Гартмана, що підтверджують дослідження, представлені в роботі [3].

Список використаних джерел

1. Ватажин. А. Б. *Магнитогидродинамические течения в каналах* / А. Б. Ватажин, Г. А. Любимов, С. А. Регирер. – М.: Наука, 1970. – 672 с.
2. Шерклиф Д. *Курс магнитной гидродинамики* / Дж. Шерклиф. – М.: Мир, 1967. – 320 с.
3. Бай Ши-И. *Магнитная газодинамика и динамика плазмы* / Бай Ши-И. – М.: Мир, 1964. – 302 с.
4. Reyes V. G. (Ed.) *Perspectives in Magnetohydrodynamics Research*, Nova Science Publishers, 2011, 142 p.
5. Паллабазер З. *Эффект магнитной пластичности в неньютоновских жидкостях* / З. Паллабазер // Ракетная техника и космонавтика: журнал амер. ин-та аэронавтики и космонавтики, - 1966. - №11. - С. 118-131.
6. Яхно О. М. *Гидродинамический начальный участок* / О. М. Яхно, В. М. Матиега, В. С. Кривошеев. – Черновцы: Зелена Буковина, 2004. – 141 с.
7. Zheng L. (Ed.) *Topics in Magnetohydrodynamics* / L. Zheng // InTech Open, 2012. – 219 p.
8. Biskamp D. *Nonlinear Magnetohydrodynamics* / D. Biskamp // Cambridge University Press, 1997. – 378 p.
9. Брановер Г. Г. *Некоторые результаты измерения турбулентных пульсаций скорости в потоке ртути в присутствии поперечного магнитного поля* / Г. Г. Брановер, Н. М. Слюсарев, Э. В. Щербинин // Магнитная гидродинамика. - 1965. – С.33-36.

УДК 621.438.2

Вансєв С. М., к.т.н., доц., Родимченко Т. С., асп.
СумДУ, м. Суми, Україна

ККД СТРУМИННО-РЕАКТИВНОЇ ТУРБИНИ

Анотація. В роботі був отриманий коефіцієнт корисної дії для струминно-реактивної турбіни на розрахунковому режимі при тиску на вході в підвідне сопло 2, 4, 6 та 10 МПа при наведеній безрозмірній швидкості (для кожного тиску на вході в підвідне сопло турбіни, наведена безрозмірна швидкість розраховувалася окремо). Досліджений вплив наведеної швидкості на вході в підвідне сопло на коефіцієнт корисної дії турбіни. Отримані графічні залежності коефіцієнта корисної дії турбіни на розрахунковому режимі при тиску на вході в підвідне сопло 2, 4, 6 та 10 МПа при наведеній безрозмірній швидкості, та виявлено, що при збільшенні тиску на вході в підвідне сопло, коефіцієнт корисної дії турбіни збільшується, також оптимум по коефіцієнту корисної дії зміщується в сторону збільшення наведеної колова швидкості робочого колеса.

Ключові слова: коефіцієнт корисної дії, струминно-реактивна турбіна, проточна частина, наведена швидкість.

Енергозбереження знаходиться на вершині сталої енергетичної ієрархії. Проблема енергозбереження тісно переплітається з проблемами енергетики, екології, технічного переозброєння та структурної перебудови всієї економіки. Питання енергозбереження та розумного використання енергетичного потенціалу нашої планети завжди було актуальним і першочерговим. Однак зараз, у зв'язку з тим, що багато країн перебувають на межі енергетичної кризи, ця проблема відчувається особливо гостро. І Україна не є винятком. Важливість енергозбереження підтверджується статусом державної політики та державними органами в усіх високорозвинутих країнах (Японія, США, Франція, Німеччина, Велика Британія тощо). Майже всі розвинуті країни світу прийняли відповідні законодавчі акти та створили як загальнодержавні, так і регіональні органи з управління енергозбереженням. Одним із визначальних шляхів вирішення цієї проблеми є утилізація вторинних енергоресурсів. В даний час величезна кількість ексергії стиснутих газів і парів безповоротно

втрачається на редукторах і регуляторах тиску ГРС і ГРП. За даними кількість ГРС України в середині 90-х років 20 століття становило близько 1100 ГРС, потенціал енергії надлишкового тиску природного газу на яких становив понад 3×10^8 кВт·ч/рік. На теперішній час, за даними «Укртрансгаз» кількість газорозподільних станцій (ГРС) зросла до 1472.

Ще в 2000 р. в США був розроблений стратегічний план розвитку малих локальних енергоустановок, що базуються на турбодетандерних електрогенераторних установках і агрегатах. У цьому плані передбачається одні з ключових зусиль докласти до розробки газових турбін потужністю від 25 до 1000 кВт, підняти ККД енергоустановок на базі цих турбін до 40% і отримати їх питому вартість нижче 500 дол / кВт. У цьому ж 2000 р. число замовлень на мале енергогенеруюче обладнання в США збільшилося в 1,5-2 рази. Подібної стратегії в галузі використання потенціалу вторинних енергоресурсів стали дотримуватися і інші країни.

Іншим не менш актуальним завданням сучасної газотранспортної галузі є завдання створення пневматичного (газового), ефективного, надійного і зручного в експлуатації приводу для безпечного функціонування магістральних газопроводів.

За допомогою детандерних установок можна здійснити зменшення тиску та утилізувати потенціальну енергію надлишкового тиску природного газу для виробництва електричної енергії.

Для вирішення цих завдань (створення безпечних пневмоприводів арматури і утилізації потенційної енергії тиску стислих газів і парів) можуть використовуватися агрегати на базі струминно-реактивної розширювальної машини (СРРМ). Для розглянутих областей застосування ці машини мають ряд безсумнівних переваг перед класичними (осьовими і доцентровими) [1-7].

Однією з причин незначного використання струминно-реактивної розширювальної машини в газотранспортній галузі стала недостатня вивченість питання проектування агрегатів на базі принципово нової машини як основного виконавчого елемента і, як наслідок, відсутність досвіду створення таких пневмоагрегатів. У зв'язку з прогнозованим великим потенціалом використання цих машин в майбутньому, дана робота присвячена поглибленню знань теорії і робочого процесу «сегнерова колеса» (принцип дії СРРМ) і проектування пневмоагрегатів на його основі.

Струминно-реактивна розширювальна машина або часто зустрічається в літературних джерелах струминно-реактивна турбіна (СРТ) являє собою розвиток класичного «сегнерова колеса».

Принцип дії СРТ полягає в перетворенні потенційної енергії стисненого газу в кінетичну енергію надзвукового струменя, що виходить з тягового сопла. В результаті утворюється реактивна сила тяги на тяговому соплі (ТС) і відповідно крутний момент на валу турбіни, а при обертанні вала здійснюється механічна робота. Процес перетворення потенційної енергії робочого тіла в кінетичну енергію струменя є основним і відбувається в тяговому соплі. При цьому ефективність процесу перетворення і, отже, ефективність турбіни в цілому зростає з ростом тиску і температури газу перед ТС.

ККД струминно-реактивної турбіни

Формула для ККД струминно-реактивної турбіни була раніше отримана в роботі [8] (для розрахункового режиму роботи) :

$$\eta_T = 2\bar{U} \left[(1 - \alpha_{\text{вит}}) \left(\frac{C_{\text{зр.т.п=0}}}{C_S} - \bar{U} \right) - \frac{K_{\text{с.в}} \bar{U}^2 C_S}{L^3 G_{\text{п}}} \right] \quad (1)$$

де \bar{U} - наведена колова швидкість робочого колеса;

$\alpha_{\text{вит}}$ - коефіцієнт витоків;

C_s - швидкість яка відповідає ізоентропній роботі h_s , тобто швидкість, яку мав би 1 кг газу при розширенні без будь-яких втрат енергії і теплообміну з навколишнім середовищем від параметрів гальмування на вході в турбіну до тиску навколишнього середовища;

$K_{с.в}$ - комплексний коефіцієнт аеродинамічного опору ротора, який обертається;

L - відстань від центра зріза тягового сопла до осі обертання;

G_n – масова витрата на вході в підвідне сопло;

$C_{зр.т.п=0}$ –швидкість газу на зрізі тягового сопла на пусковому режимі:

$$C_{зр.т.п=0} = \lambda_{зр.т.п=0} \cdot a_{кр} \quad (2)$$

де $\lambda_{зр.т.п=0}$ – безрозмірна швидкість потоку газу на зрізі ТС на пусковому режимі;
 $a_{кр}$ - критична швидкість потоку газу.

Враховуючи формулу (2), формула для ККД набирає інший вигляд:

$$\eta_T = 2\bar{U} \left[(1 - \alpha_{вит}) \left(\frac{\lambda_{зр.т.п=0} \cdot a_{кр}}{C_s} - \bar{U} \right) - \frac{K_{с.в} \bar{U}^2 C_s}{L^3 G_n} \right] \quad (3)$$

Для аналізу формули ККД необхідно знати $\lambda_{зр.т.п=0}$, яка розраховується за формулою:

$$\lambda_{зр.т.п=0} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_{н.с}}{P_n \cdot \sigma} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (4)$$

де k – коефіцієнт ізоентропи газу;

$P_{н.с}$ – тиск навколишнього середовища;

σ - коефіцієнт відновлення повного тиску в проточній частині СРТ від входу в підвідне сопло до виходу з тягового сопла.

На рисунку 1 зображена залежність зміни ККД на розрахунковому режимі від наведеної колової швидкості, при тиску на вході $P_n = 2; 4; 6; 10$ МПа

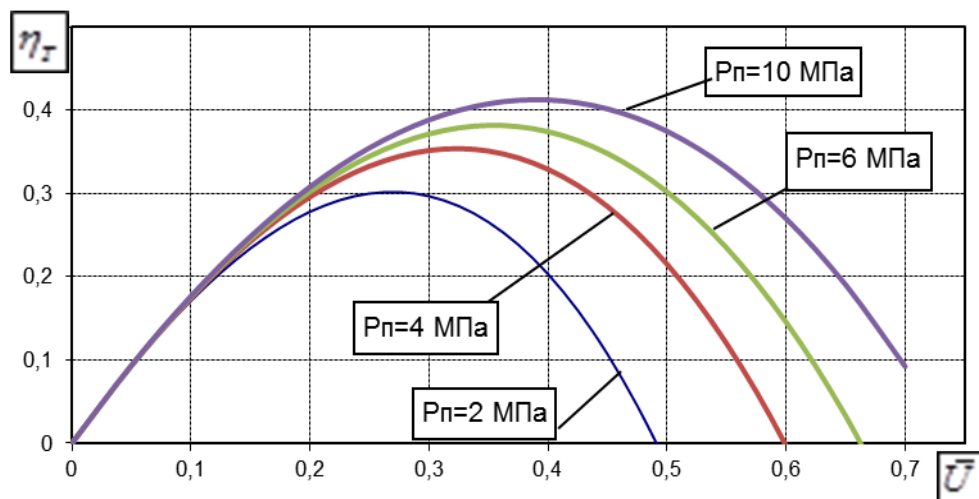


Рис 1 – Залежність зміни ККД на розрахунковому режимі від наведеної колової швидкості, при тиску на вході $P_n = 2; 4; 6; 10$ МПа

З графіка видно, що при збільшенні тиску на вході в підвідне сопло, КПД турбіни збільшується, та оптимум по КПД зміщується в сторону збільшення наведеної колової швидкості робочого колеса.

Список використаних джерел

1. Ванеев С.М., Королев С.К. Использование струйно-реактивной турбины в системах редуцирования природного газа // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение. - 1999. - Вып.35. - С. 76-83.
2. С. М. Ванеев, В. В. Гетало, С.К. Королев. Исследование струйно-реактивной турбины для турбодетандерного агрегата // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць, тематичний випуск «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». - 8'2012, №8, С. 82-90.
3. С.М. Ванеев, В.В. Гетало, А.С. Бережной, С.К. Королев. Создание турбодетандерного агрегата ТДА-СРТ-100 со струйно-реактивной тягой // Газотурбинные технологии. - 2014. - №1(120). - С. 40-43.
4. С.М. Ванеев, В.В. Гетало, А.С. Бережной, С.К. Королев. Создание турбодетандерного агрегата ТДА-СРТ-100 со струйно-реактивной тягой // Газотурбинные технологии. - 2014. - №2(121). - С. 34-37.
5. Sergej Vaneyev, Viktor Getalo. Jet-Reactive Turbine: Experimental Researches and Calculations by Means of Softwares // Applied Mechanics and Materials. – 2014. - Volume 630. - Pages 66–71.
6. Ванеев С.М., Королев С.К. Исследование турбодетандерного агрегата на базе струйно-реактивной турбины мощностью 100 кВт // Сборник научных трудов «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования». - Харьков. - 2003. - С. 293-296.
7. Ванеев С.М. Структура потерь энергии и КПД струйно-реактивной газовой турбины // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки, № 9(30)-10(31) – Суми:2001.–С. 207-214.
8. Расчет оптимальной окружной скорости рабочего колеса струйно-реактивной турбины [Текст] / С. М. Ванеев, С. К. Королев, А. С. Бережной // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. — 2009. — №4. — С. 22-29.

УДК 621.671

Косторной С. Д. д.т.н., проф., **Косторной А. С.** к.т.н., **Хатунцев А. Ю.** к.т.н.,
Бондарев А. О.

АО «ВНИИАЭН» Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт атомного и энергетического насосостроения, г. Сумы, Украина

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ГРАНИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ВХОДНОЙ КРОМКИ ЛОПАСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА НАПОРНУЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ

Существенное влияние на напорную и энергетическую характеристику оказывает форма лопасти рабочего колеса. В работе методом граничных элементов проведено моделирование влияния положения входной кромки лопасти рабочего колеса на его напорную характеристику. Используется модель вихревого течения идеальной несжимаемой жидкости в рабочем колесе. Результаты вычислительного эксперимента сравниваются с экспериментальными данными, полученными ранее в АО «ВНИИАЭН». Физический эксперимент проводился для ступени центробежного насоса, вычислительный – для рабочего колеса с безлопаточным диффузором. Получено качественное и количественное согласование результатов.

Ключевые слова: вихревое течение, идеальная жидкость, напор, рабочее колесо центробежного насоса, метод граничных элементов.

Усовершенствование лопастной системы рабочего колеса для повышения напора ступени насоса является актуальной задачей при модернизации и разработке насосов с повышенными характеристиками именно по напору. В данной работе исследовалась эффективность применения метода граничных элементов при моделировании влияния положения входной кромки лопасти рабочего колеса на его напорную характеристику. Исследовались рабочие колеса (РК) с двумя различными меридианными сечениями и различным положением входных кромок лопастей - РК1 и РК2 (меридианное сечение 1), РК3 и РК4 (меридианное сечение 2) (рис. 1). В рабочих колесах РК1 и РК3 входная кромка сдвинута ко входу.