УДК 621.165

В. В. Мартиненко
Д. В. Степанов

РОЗРАХУНОК ТА ГЕОМЕТРИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РАДІАЛЬНОЇ ТУРБІНИ ОРГАНІЧНОГО ЦИКЛУ РЕНКІНА

Вінницький національний технічний університет

Анотація

Розроблено математичну модель радіальної турбіни органічного циклу Ренкіна з робочим тілом R1233zd(E). Визначено розрахункову потужність, потужність ротора за заданого ККД та крутний момент.

Розглянуто зв'язок енергетичного розрахунку з геометричною моделлю проточної частини, створеною в Autodesk Inventor. Описано формування ротора, соплового апарата й спіральної підвідної камери. Одержані параметри становлять основу для уточнення геометрії та подальшого числового дослідження течії.

Ключові слова: органічний цикл Ренкіна; радіальна турбіна; рівняння Ейлера; потужність; крутний момент; проточна частина; Autodesk Inventor.

Abstract

A mathematical model of a radial inflow turbine for an organic Rankine cycle using R1233zd(E) is developed. The ideal power, rotor power at an assumed efficiency, and torque are calculated.

The link between the energy calculation and the turbine flow-path geometry created in Autodesk Inventor is considered. The construction of the rotor, nozzle guide vanes, and inlet volute is described. The resulting parameters provide a basis for geometry refinement and further computational flow analysis.

Keywords: organic Rankine cycle; radial inflow turbine; Euler turbine equation; power; torque; flow path; Autodesk Inventor.

Вступ і постановка задачі

Використання теплоти низькотемпературних джерел для виробництва електричної енергії потребує узгодженого вибору параметрів органічного циклу Ренкіна (ОЦР) та характеристик його основних елементів.

Для розроблення радіальної турбіни ОЦР необхідно встановити зв'язок між перепадом ентальпії робочого тіла, частотою обертання, коловою швидкістю та крутним моментом ротора.

Термодинамічний розрахунок визначає доступний енергетичний перепад і розрахункову потужність за прийнятого ККД розширення. Подальше застосування рівняння Ейлера для турбомашин пов'язує питому роботу з коловими швидкостями ротора та тангенціальними складовими абсолютної швидкості потоку. За визначених потужності й частоти обертання обчислюється крутний момент, який є одним із параметрів для подальшого аналізу навантаження ротора та узгодження турбіни з генератором.

Метою роботи є розроблення узгоджених математичної та геометричної моделей радіальної турбіни ОЦР, які забезпечують визначення теоретичної потужності й крутного моменту ротора та формування параметрів проточної частини для побудови в Autodesk Inventor. Математична модель має відображати залежність основних характеристик турбіни від стану й масової витрати робочого тіла, частоти обертання та прийнятих конструктивних співвідношень.

Для досягнення поставленої мети передбачено визначити параметри робочого тіла до та після розширення, сформувати трикутники швидкостей, розрахувати основні розміри ротора, соплового апарата й підвідної камери та виконати побудову їх геометрії.

Розрахунок виконано для базового ОЦР із R1233zd(E) за масової витрати 0,75 кг/с. Повна температура на вході дорівнює 378 К, тиск становить 11,6 бар, статичний тиск на виході рівний 2,1 бар.

Властивості визначено за моделлю реального робочого тіла. Для усталеного адіабатного розширення ідеальну потужність визначають за ізоентропійним перепадом ентальпій [3, 4]:

$$\Delta h = h_{01} - h_{5s}; N = m \cdot \Delta h, \quad (1)$$

де h_{01} - повна ентальпія на вході; h_{5s} - ентальпія при вихідному статичному тиску й ентропії вхідного повного стану; $\dot{m}$ - масова витрата робочого тіла.

Результати математичного моделювання

Для заданого режиму одержано h_{01}=477,7 кДж/кг, h_{5s}=444,6 кДж/кг та Δh=33,1 кДж/кг. Розрахункова потужність становить N = 19,86 кВт. Розрахункову потужність ротора N_t та момент M_t за прийнятого ККД η = 0,8 визначено з урахуванням частоти обертання n:

$$N_t = \eta \cdot N;\ \omega = \frac{2\pi n}{60};\ M_t = \frac{N_t}{\omega}, \tag{2}$$

ККД η_{ts} визначено як відношення роботи ротора до ізоентропійного перепаду між повним станом входу та статичним тиском виходу. Для вибору геометрії прийнято безрозмірну швидкохідність n_s = 0,795; отримано n = 36000 об/хв. За ω = 3796,63 рад/с отримано N_t = 19,89 кВт та M_t = 5,279 Н·м. Механічні втрати й втрати генератора окремо не враховано.

Передавання енергії робочому колесу описано через зміну моменту кількості руху та рівняння Ейлера [2-4]:

$$M_E = m\left(r_4 \cdot C_{\theta 4} - r_5 \cdot C_{\theta 5}\right), \tag{3}$$

$$N_E = \omega \cdot M_E = m\left(U_4 \cdot C_{\theta 4} - U_5 \cdot C_{\theta 5}\right), \tag{4}$$

де r_4, r_5 - характерні радіуси входу й виходу ротора; $C_{\theta 4}$, $C_{\theta 5}$ - тангенціальні складові абсолютної швидкості; U_4, U_5 - колові швидкості. За прийнятого виходу без закручування $C_{\theta 5}$=0 та U_4=158,5 м/с визначено $C_{\theta 4}$=167,4 м/с. Підстановка в (3), (4) дає M_E=5,3 Н·м і N_E=19,89 кВт.

Збіг енергетичного й кінематичного розрахунків є перевіркою узгодженості, оскільки $C_{\theta 4}$ визначено з того самого перепаду ентальпій. ККД 0,8.Тому підтвердження ККД потребує подальшого дослідження.

Таблиця 1 - Розрахункові параметри радіальної турбіни

Параметр	**Значення**
Розрахункова потужність, кВт	19,86
Частота обертання, об/хв	36000
Зовнішній діаметр D_4, мм	84,09
Ширина входу b_4, мм	2,900
Діаметр втулки виходу, мм	15,56
Діаметр обичайки виходу, мм	55,62
Висота кільця виходу b_5, мм	20,03
Осьова довжина Lz, мм	30,05

Розрахункові параметри використано для опису геометричної моделі в Inventor. Проточна частина охоплює спіральну підвідну камеру, сопловий апарат і міжлопаткові канали ротора. За методикою [1, 2] радіус входу r_4 та висоту каналу b_4 пов'язано з кінематичними параметрами й рівнянням неперервності:

$$r_4 = \frac{U_4}{\omega};\ b_4 = \frac{m}{2\pi r_4 \rho_4 C_{m4}}, \tag{5}$$

де ρ_4 і C_{m4} - статична густина та меридіональна швидкість на вході ротора. Одержано r_4=37,666 мм, b_4=2,9 мм. Розміри таблиці 1 відповідають розрахунковому варіанту та слугують основою параметризації CAD-моделі.

У розрахунковому варіанті прийнято відносні радіуси виходу ротора r_{s5}/r_4 та r_{h5}/r_4. Меридіональний обвід обичайки на ділянці $0 \le z \le L_z - b_4$ описано залежністю [1]:

$$r_s(z) = r_{s5} + \left(r_4 - r_{s5}\right)\left[\frac{z}{L_z - b_4}\right]^k;\ k = 3 \tag{6}$$

де L_z - осьова довжина ротора. Обвід втулки утворено дугою чверті кола та прямолінійною ділянкою. Просторові перерізи лопатки визначено за обводами й законом закручування θ. Для перенесення параметрів до Inventor використано перетворення форм створення та вирізання тіл, для ствреннія відповідного внутрішнього об'єму.

$$x = r\sin\theta;\ y = r\cos\theta, \tag{7}$$

Криві втулки, середнього перерізу й обичайки задають середню поверхню лопатки для подальшого потовщення та кругового масиву. Сопловий апарат утворюють профілі напрямних лопаток, а спіральну камеру послідовні перерізи зі змінноплощею. Площі проходів узгоджують із масовою витратою та густиною на рисунку 1 зображено CAD модель радіальної турбіни.

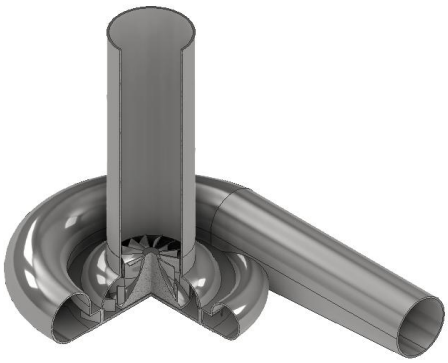


Рис. 1 – CAD модель радіальної турбіни.

Одержане число Маха виходу соплового апарата $M_a = 1{,}219$ потребує врахування стисливості та надзвукової течії при уточненні профілів тому, подальше дослідження передбачає аналіз течії з обертанням роторного домену, визначення моменту за силами на робочих поверхнях.

Висновки

Розроблено математичну модель радіальної турбіни ОЦР, яка пов'язує ізоентропійний перепад ентальпій, потужність і крутний момент ротора з геометричними параметрами проточної частини. Для R1233zd(E) за витрати 0,75 кг/с розрахункову потужність становить 19,86 кВт. За прийнятого ККД 0,8 отримано 19,89 кВт та 5,3 Н·м при 36000 об/хв.

Геометричну модель в Autodesk Inventor подано через меридіональні обводи, просторові перерізи лопаток, сопловий апарат і спіральну камеру. Одержані параметри є основою узгодження CAD-геометрії з режимом ОЦР; підтвердження характеристик потребує дослідження течії та експерименту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Pasek A. D., Prasetyo P., Bonar A., Arifin M. A geometric design method of radial inflow turbine from 0D to 3D for Organic Rankine Cycle micro power generation. ASEAN Engineering Journal. 2022. Vol. 12, no. 1. P. 131-139. DOI: 10.11113/aej.v12.17244.

2. Aungier R. H. Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Inflow Turbine Design and Analysis. New York : ASME Press, 2005.

3. White M. The design and analysis of radial inflow turbines implemented within low temperature organic Rankine cycles : doctoral thesis. London : City University London, 2015. URL: https://openaccess.city.ac.uk/id/eprint/13527/ (дата звернення: 25.10.2026).

4. Dixon S. L. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. 5th ed. Burlington : Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.

5. Khader M. Optimised Radial Turbine Design D1.8. OMSoP project report. London : City University London, 2014.

Мартиненко Віталій Вікторович, студент кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, Вінниця, e – mail: vitaliimartynenko2004@gmail.com

Степанов Дмитро Вікторович, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, Вінниця.

Martynenko Vitalii, student, Department of Heat Power Engineering, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, e – mail: vitaliimartynenko2004@gmail.com

Stepanov Dmytro, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Heat Power Engineering, Vinnytsia National Technical University.