

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 517.9 : 621.03

DOI <https://doi.org/10.32782/2521-6643-2026-2-72.54>

Пасічник А. М., доктор фізико-математичних наук, професор, професор кафедри математичного моделювання та системного аналізу Дніпровського державного технічного університету
ORCID: 0000-0002-8561-1374

Надригайло Т. Ж., кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри математичного моделювання та системного аналізу Дніпровського державного технічного університету
ORCID: 0000-0003-1239-5946

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОЗРАХУНКУ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПНЕВМАТИЧНОЇ МІКРОТУРБИНИ

В даній статті представлена методика удосконалення техніко-експлуатаційних характеристик пневматичної мікротурбіни для застосування в якості приводу ручних шліфувальних машин. Шліфувальні машини мають широке застосування для підвищення рівня автоматизації та механізації виробничих процесів. Для отримання достатньо високої чистоти обробки поверхонь деталей технічні характеристики таких машин мають забезпечувати достатньо велике число обертів та відповідну потужність. Таким вимогам відповідають пневматичні мікротурбіни завдяки їх компактності, ефективності та здатності перетворювати енергію стисненого повітря у корисну роботу. Тому удосконалення методів розрахунку технічних параметрів пневматичних мікротурбін має достатньо актуальне як наукове так і прикладне значення обумовлене потребою в енергоефективних і екологічно чистих енергетичних установках.

Запропонована методика розрахунку функціональних характеристик мікротурбіни враховує зміну енергетичних параметрів газодинамічного потоку на вході і виході з робочого колеса та з урахуванням непродуктивних втрат повітря в зазорах і на тертя. Для забезпечення необхідних техніко-експлуатаційних характеристик проведено оптимізацію конструктивних параметрів лопаток мікротурбіни, соплового апарата та відповідних технологічних зазорів. Аналіз оптимальних енергетичних параметрів мікротурбіни підтверджує достатньо високу ефективність одноступеневої осьової турбіни з бандажем і циліндричними свердленими соплами. Розраховані у відповідності із запропонованою методикою техніко-конструктивні параметри забезпечують ефективну витрату повітря та достатньо високі значення енергетичних параметрів роботи пневматичної шліфувальної машини із приводом на базі мікротурбіни.

Ключові слова: конструктивні параметри мікротурбіни, газодинамічний розрахунок, техніко-технологічні характеристики, шліфувальні машини.

Pasichnyk A. N., Nadryhailo T. Zh. Mathematical model for calculation and optimization of functional parameters of a pneumatic microturbines

This article presents a methodology for improving the technical and operational characteristics of a pneumatic microturbine for use as a drive for manual grinding machines. Grinding machines with a microturbine drive are widely used to increase the level of automation and mechanization of production processes. To obtain a sufficiently high degree of cleanliness of the surface treatment of parts, the technical characteristics of such machines must provide a sufficiently high number of revolutions and appropriate power. For such systems, microturbines are quite effective due to their compactness, efficiency and ability to convert compressed air energy into useful work. At the same time, the gas-dynamic calculation of microturbines is an interdisciplinary problem, the solution of which requires the application of the theory of thermodynamics, aerodynamics and numerical modeling. Therefore, the improvement of methods for calculating the technical parameters of pneumatic microturbines has a rather relevant scientific and applied value due to the need for energy-efficient and environmentally friendly power plants.

The proposed method for calculating the functional characteristics of a microturbine takes into account the change in the energy parameters of the gas-dynamic flow at the inlet and outlet of the impeller and taking into account unproductive air losses in the gaps and friction. To ensure the necessary technical and operational characteristics, the design parameters of the microturbine blades, nozzle apparatus and the corresponding technological gaps were optimized. The analysis of the optimal energy parameters of the microturbine confirms the sufficiently high efficiency of a single-stage axial turbine with a bandage and cylindrical drilled nozzles. The technical and design parameters calculated in accordance with the proposed methodology



© А. М. Пасічник, Т. Ж. Надригайло, 2026

Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу CC BY 4.0

ensure effective air flow and sufficiently high values of the energy parameters of the operation of a pneumatic grinding machine with a drive based on a microturbine.

Key words: microturbine design parameters, gas-dynamic calculation, technical and technological characteristics, grinding machines.

Постановка проблеми. Газотурбінні енергетичні установки (ГТЕУ) мають широке застосування в різних галузях народного господарства завдяки цілому ряду властивостей, основними з яких є: низька вартість, мала питома маса і габарити, широкий діапазон кліматичних умов використання, можливість роботи на різних типах робочої суміші, безпечність умов їх експлуатації.

На даний час в якості приводу пневматичних шліфувальних машин (ПШМ) широкого застосування набувають мікротурбіни, які мають наступні переваги:

- висока частота обертів (більше 20000 обертів за хвилину), що забезпечує більшу швидкість розрізання і чистоту обробки поверхні;
- більша продуктивність, довговічність і економічність машини;
- невисокий рівень шуму в робочих режимах;
- менша вага і габарити;
- відсутність зворотного-поступальних рухомих частин.

Пневматичні шліфувальні машини приводяться в рух осьовими турбомашинами, що працюють на стиснутому повітрі тиском 4–6 ата, при звичній для заводських мереж температурі.

Особливості застосування пневматичних мікротурбін визначаються їх техніко-експлуатаційними параметрами, які характеризуються так:

1. Мікротурбіни – двигуни високооборотні з числом обертів $n = 20\,000\text{--}100\,000$ об/хв.
2. Об'ємна витрата повітря Q змінюється від 0,07 до 0,37 м³/сек.
3. Розміри в перерізі каналів надзвичайно малі; загальна площа критичних перерізів соплового апарату змінюється від 1,8 мм² до 0,8 мм².
4. Висота лопаток мала (~2 мм), відносний радіальний проміжок близько 15 %, що викликає додаткові втрати енергії в проміжку.
5. Парціальні мікротурбіни мають великий резерв потужності, так як її збільшення можливе за рахунок збільшення числа сопел при незмінному профілюванні і розмірах турбомашини.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Мікротурбіни знаходять широке застосування у різних пристроях та системах завдяки їх компактності, ефективності та спроможності перетворювати енергію стисненого повітря або рідини у корисну роботу.

В силових агрегатах пневматичні мікротурбіни виконують функцію генераторів, використовуючи потік стисненого повітря для перетворення його енергії в механічну роботу. Завдяки цьому вони використовуються в системах автономного живлення, наприклад, у транспортних засобах або у віддалених технологічних установках. Головна їх перевага – висока ефективність у перетворенні енергії з низькими витратами [1].

В пневматичних приводах мікротурбіни можуть бути частиною системи перетворення енергії для забезпечення руху робочих елементів. Найчастіше використовуються для створення обертового або прямолінійного руху при мінімізації шуму та втрат енергії при автоматизації виробництва, в робототехніці, пакувальному обладнанні тощо [2].

У монтажних інструментах мікротурбіни забезпечують швидке та точне обертання робочих елементів, що використовуються в дрелях, пневматичних шурупвертах і гайковертах та ін. Це обумовлено низькою вагою та компактністю мікротурбін, їх високою надійністю та швидкістю роботи в ускладнених умовах експлуатації [3].

У гідроприводах мікротурбіни можуть працювати як генератори або енергетичні вузли для забезпечення обертального руху робочих органів, забезпечуючи точний контроль та ефективність передачі енергії завдяки використанню рідини під тиском, що набуло застосування у промисловому обладнанні, гідравлічних насосах, кранах, машинах для буріння [4, 5].

Крім цього, маючи високу потужність при малих розмірах, легку вагу та тривалий термін служби, мікротурбіни знайшли застосування і в ручному пневматичному інструменті: шліфувальних машинах, відрізних кругах, інструментах для різання металу тощо, де вони забезпечують роботу елементів обертання [6].

Використання мікротурбін в якості привідних двигунів має такі переваги:

- енергоефективність і низький рівень шуму;
- компактність і мала вага, що важливо для ручних пристроїв;
- довговічність і надійність завдяки відсутності складних механічних частин.

Газодинамічний розрахунок є ключовим етапом проєктування машин і механізмів з використанням турбін який безпосередньо впливає на ефективність і надійність їх роботи. Базовими джерелами для удосконалення газодинамічних характеристик потоків є класичні роботи з теорії турбомашин, де розглядаються фундаментальні принципи їх роботи та методи оцінки їхньої ефективності. Сучасні публікації підкреслюють значення оптимізації конструктивно-технологічних параметрів та аеродинаміки привідних елементів турбін [7, 8, 9].

Сучасні дослідження використовують математичні моделі для розрахунку ступеня підвищення тиску, ізоентропійної ефективності та втрат, приділяючи особливу увагу аналізу стійкості роботи роторів та оптимізації параметрів обтікання привідних лопатей в умовах потоків повітря різної інтенсивності. Ефективність турбіни визначає можливість перетворення енергії повітряних потоків в механічну роботу [10,11].

Питання оптимізації конструктивно-технологічних параметрів мікротурбін, проектування лопатей, соплових апаратів, врахування впливу вихрових втрат і температурних навантажень на матеріали їх конструкцій розглядаються у роботах [12, 13]. Зазначається, що для перевірки газодинамічних розрахунків мікротурбін важливе значення має застосування експериментальних методів їх випробування у різних режимах роботи.

Мета статті – розробка методики газодинамічного розрахунку техніко-експлуатаційних характеристик пневматичної мікротурбіни для застосування в якості приводу ручних шліфувальних машин, а також проведення оптимізації конструктивних параметрів лопаток мікротурбіни, соплового апарату та відповідних технологічних зазорів для забезпечення заданої потужності.

Виклад основного матеріалу. Газодинамічний розрахунок мікротурбін є міждисциплінарною задачею, яка поєднує методи термодинаміки, аеродинаміки та чисельного моделювання. Актуальність цієї теми обумовлена потребою в енергоефективних і екологічно чистих енергетичних установках.

Принципова конструктивна схема пневматичної парціальної мікротурбіни наведена на рис. 1. Крутильний момент на валу мікротурбіни створюється за рахунок подачі повітря із тиском 5 ата на лопатки робочого колеса мікротурбіни через сопловий апарат. В результаті розширення стисненого повітря потенціальна енергія тиску перетворюється в кінетичну енергію обертального руху мікротурбіни. Відпрацьоване повітря через вихлопні канали викидається в навколишнє середовище.

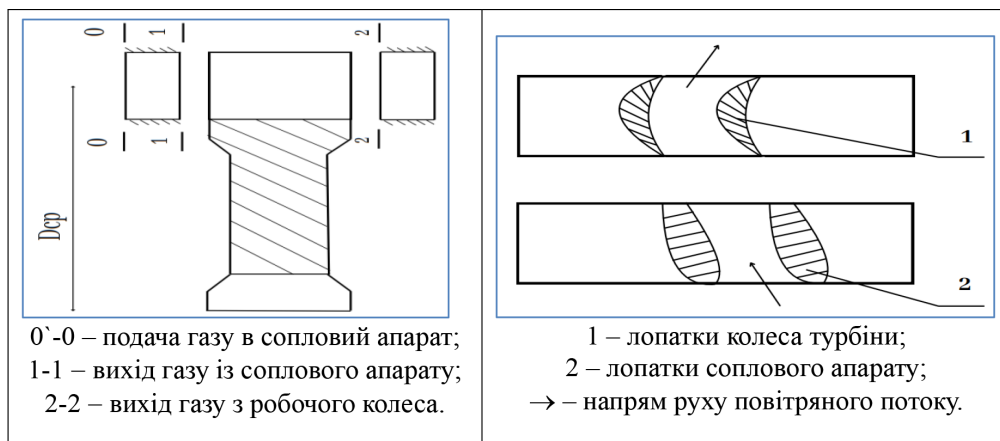


Рис. 1. Принципова схема конструкції пневматичної парціальної мікротурбіни

При такому функціонуванні напрями руху та параметри повітряних потоків на вході і виході із мікротурбіни реалізуються за схемою наведеною на рис. 2.

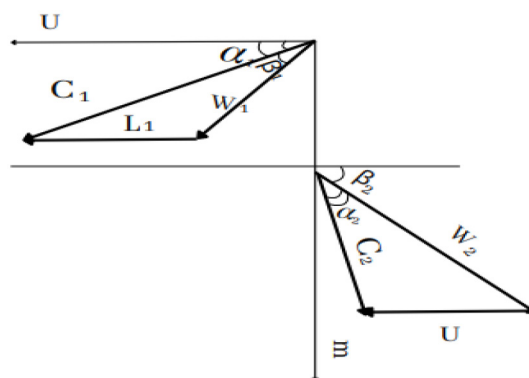


Рис. 2. Схема розподілу та напрямків руху повітряних потоків

Швидкість потоку газу, що виходить з сопла в абсолютному русі позначимо C_1 , у відносному – W_1 , а лінійну швидкість обертання – U .

При виході з робочого колеса: в абсолютному русі – C_2 , у відносному – W_2 . Кут між напрямленим рухом робочого колеса і напрямком швидкості C_1 позначимо α_1 , а кут зі швидкістю C_2 – α_2 . Між напрямом руху робочого колеса і напрямком швидкості W_1 – кут β_1 , а з напрямком швидкості W_2 – β_2 .

В ідеальній машині з робочими лопатками без теплообміну і тертя робочий процес є ідеальним адіабатичним процесом (ізотермічним). При здійсненні робочого процесу в реальній мікротурбіні мають місце незворотні втрати механічної енергії.

Ці втрати розподіляються на чотири групи:

- а) внутрішні втрати;
- б) вихідні втрати за рахунок швидкості виходу;
- в) втрати, пов'язані з урахуванням витоків робочого повітря;
- г) механічні (зовнішні) втрати.

Внутрішні втрати. До цієї групи втрат відносяться втрати, пов'язані з тертям і відривом потоку, а також хвильові втрати при проходженні через стрибки ущільнення, а це вже профільні втрати, що визначаються течією в граничному шарі і особливостями течії в каналі між лопатками робочого колеса.

В мікротурбінах враховується розподіл граничного шару на все ядро потоку і відсутність ділянок з чисто профільними втратами, оскільки при деталізації дослідження виникають певні складнощі. Тому в мікротурбінах зазвичай не розділяють втрати на профільні і вторинні, а оцінюють за допомогою коефіцієнтів ϕ і ψ сумарні втрати в соплових і робочих решітках. Хоча такий підхід не розкриває фізичну сутність окремих видів втрат, він є достатньо простим для проведення розрахунків і підтверджується експериментальними даними. В підсумку в мікротурбінах $\phi = 0,95-0,85$; $\psi = 0,85-0,7$, тобто значно нижче ніж в турбінах з довгими лопатками.

Швидкісні втрати. Кінетичну енергію газу, розраховану по вихідній швидкості C_2 , приймають за втрачену енергію. Цю енергію можна розглядати як втрачену тому, що вона не може бути перетворена в корисну роботу мікротурбіни. Вона розраховується за величиною вихідної швидкості C_2 :

$$K_{\text{вих}} = \left(\frac{C_2}{C_{\text{ад}}} \right)^2. \quad (1)$$

За результатами розрахунків ці втрати в мікротурбінах складають близько 30–35 % енергії потоку стисненого повітря.

Для зменшення втрат пов'язаних з витокami в мікротурбінах рекомендується використовувати невеликий осьовий зазор розміром 0,3-0,4 мм. Схема врахування втрат пов'язаних з витокami наведена на рис. 3. При збільшенні осьового проміжку все більша частина робочого тіла (повітря) витікає через радіальний зазор між робочим колесом і корпусом. Крім того збільшення осьового проміжку призводить до зменшення подачі повітря на лопатки робочого колеса мікротурбіни, що в свою чергу призводить до неефективного режиму обтікання.

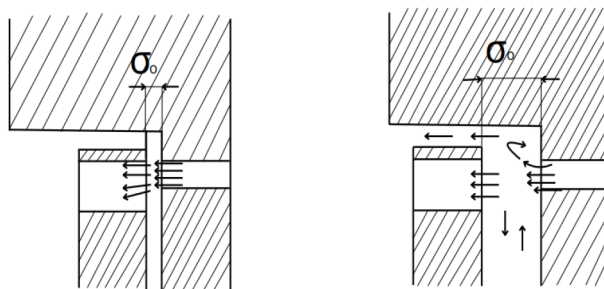


Рис. 3. Схема розрахунку втрат повітря через зазори

Механічні втрати. До механічних втрат відносяться втрати в підшипниках в контактних торцевих ущільненнях, манжетах і т.д. У даній моделі пропонується використовувати газодинамічний радіальний та торцевий підвіс робочого валу, що надасть можливість зменшення цих втрат до незначних величин, якими можна знехтувати при розрахунках.

Потужність дискового тертя. Для обертання диску витрачається додаткова потужність, її називають потужністю дискового тертя:

$$N_{\text{тер.д.}} = 2M_{\text{тер}} \cdot \omega, \quad [\text{Вт}]. \quad (2)$$

Режим тертя можна вважати турбулентним, тоді:

$$M_{\text{тер.д.}} = \int_0^{r_{\text{cp}}} \tau r 2\pi r dr = C_{\text{тер}} \cdot \rho \cdot r_{\text{cp}}^5 \omega^3, \quad [\text{Вт}], \quad (3)$$

$$\tau = C'_{тер} \cdot \rho \cdot \frac{U^2}{2}, \left[\frac{\text{Н}}{\text{М}^2} \right], \quad C_{тер} - \text{коефіцієнт тертя.} \quad (4)$$

Підставивши співвідношення (3), (4) у формулу (2) потужність дискового тертя буде обчислюватись так:

$$N_{тер.д.} = 2C_{тер} \cdot \rho \cdot r_{cp}^5 \omega^3, \quad [\text{Вт}]. \quad (5)$$

При врахуванні товщини диску використовується відповідний емпіричний аналог:

$$N_f = \beta_f \cdot 10^{-6} \cdot j U^3 D^2 \left(1 + 5 \frac{b}{D} \right), \quad (6)$$

де b – товщина диску, β_f – коефіцієнт тертя для повітря $\beta_f = 1,6$.

Втрати, пов'язані з парціальним впуском. Парціальність E – це відношення довжини дуги, зайнятої соплами, до довжини кола середнього діаметра. Наявність парціальності викликає додаткові втрати, схема врахування яких наведена на рис. 4.

Потік газу через соплову решітку при парціальному підведенні має складний характер. Під час руху лопаток по дузі, не зайнятій соплами, має місце перемішування газу лопатками. Процес заповнення міжлопаточних каналів і виштовхування будуть періодично повторюватися, якщо підведення здійснюється декількома сегментами.

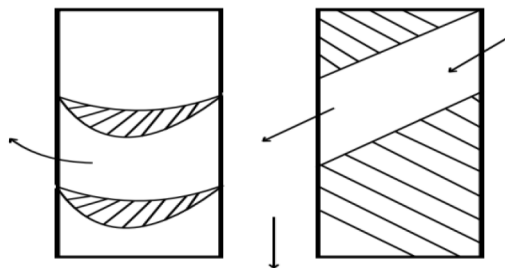


Рис. 4. Схема врахування втрат парціального впуску

Виходячи з цього для зниження втрат на границях подачі повітря на лопатки робочого колеса сопла в парціальній турбіні доцільно розташовувати на одному сегменті, а не розносити по колу, що призводить до виникнення радіальних зусиль за рахунок несиметричного розміщення сопел. Для зменшення втрат робочого повітря в напрямі обертання необхідно мінімізувати зазори в осьовому напрямку, як показано на рис. 3. Втрати при парціальному впуску враховуються за допомогою коефіцієнту парціальності або відносного ККД турбіни:

$$\bar{\eta}_e = \frac{\eta_{адe}}{\eta_{адe=1}}. \quad (7)$$

Результати розрахунків та експериментальних досліджень (рис. 5) показують, що збільшення парціальності дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії мікротурбіни.

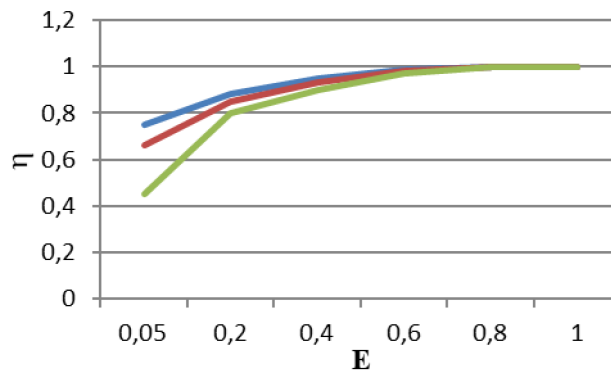


Рис. 5. Залежність відносного коефіцієнта корисної дії для різних ступенів парціальності для мікротурбіни без бандажу

Розрахункові значення техніко-технологічних параметрів мікротурбіни

Параметр	Розрахункове значення
Параметри потоку повітря на виході із соплового апарату	
Статичний тиск	$P_1 = P_2 + 0,15 \text{ ата} = 1,17 \cdot 10^5 \text{ (Н/м}^2\text{)}$
Газодинамічні функції	$\Pi_{1a0} = \frac{P_1}{P_0^*} = 0,231, \lambda_{1a0} = 1,43, \lambda_1 = \varphi \cdot \lambda_{1a0} = 1,29, \Pi_1 = 0,3208,$ $E_1 = 0,4439, \tau_1 = 0,7227, q_1 = 0,9033$
Коефіцієнт відновлення тиску гальмування	$\delta_c = \frac{\Pi_{1a0}}{\Pi_1} = \frac{P_1}{P_0^*} \cdot \frac{P_1^*}{P_1} = \left[\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \left(\frac{\lambda_1}{\varphi} \right)^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} (\lambda_1)^2} \right]^{\frac{k}{k-1}} = 0,722$
Тиск гальмування	$P_1^* = P_0^* \delta = 3,6610^5 \text{ (Н/м}^2\text{)}$
Критична швидкість	$v_{kp} = 18,3 \sqrt{T_1^*} = 312 \text{ (м/сек)}, (T_1^* = T_0^*)$
Швидкість потоку, окружна і меридіональна складові	$C_1 = v_{kp1} \cdot \lambda_1 = 402 \text{ (м/сек)},$ $C_{1u} = C_1 \cdot \cos \lambda_1 = 382 \text{ (м/сек)},$ $C_{1m} = C_1 \cdot \sin \lambda_1 = 121 \text{ (м/сек)}$
Питома вага і статична температура потоку	$\gamma_1^* = P_1^* / (R T_0^*) = 43,1 \text{ (Н/м}^2\text{)}, \gamma_1 = \gamma_1^* E_1 = 1,92 \text{ (Н/м}^2\text{)}, T_1 = T_0^* \tau_1 = 210 \text{ К}$
Параметри потоку повітря на вході в робоче колесо мікротурбіни	
Швидкість обертання колеса на D_{cp}	$U = \frac{\Pi D_{cp} n}{60} = 78,5 \text{ (м/сек)}$
Відносна швидкість	$W_1 = \sqrt{C_{1m}^2 + C_{1u} - U ^2} = 328 \text{ (м/сек)}$
Напрямок потоку	$\beta_1 = \arctg[121/(328 - 78,5)] = 23^\circ$
Температура гальмування	$T_{w1}^* = T_0^* - \left[(C_1^2 - W_1^2) / \left(\frac{k}{k-1} R 2g \right) \right] = 263 \text{ К}$
Відносна критична швидкість	$v_{kpW_1} = 18,3 \sqrt{T_{w1}^*} = 18,3 \sqrt{263} = 296 \text{ (м/сек)}$
Газодинамічні функції, тиск гальмування	$\lambda_{w1} = W_1 / (v_{kpW_1}) = 1,11, \Pi_{w1} = 0,4473 - P_{w1}^* = 2,62 \cdot 10^5 \text{ (Н/м}^2\text{)}.$
Параметри потоку повітря на виході з робочого колеса мікротурбіни	
Параметри гальмування	$T_{w2}^* = T_{w1}^* - (U_1^2 - U_2^2) / \left(\frac{k}{k-1} R 2g \right) = 263 \text{ К}, (U_2 = U_1), P_{w2a0}^* = P_{w1}^*$
Газодинамічні функції	$\lambda_{w2a0} = 1,196, \lambda_{w2} = \varphi \lambda_{w2a0} = 0,93,$ $\Pi_{w2a0} = P_2 / P_{w2a0}^* = 0,387, \Pi_{w2} = 0,8559, E_{w2} = 0,6776$
Тиск гальмування	$P_{w2}^* = P_2 / \Pi_{w2} = 1,7510^5 \text{ (Н/м}^2\text{)}$
Критична швидкість	$v_{kpW_2} = 18,3 (T_{w2}^*)^{1/2} = 296 \text{ (м/сек)}$
Відносна швидкість потоку, окружна і меридіональна складові	$W_2 = v_{kpW_2} \lambda_{w2} = 275 \text{ (м/сек)}, \text{ при } \beta_1 = 70^\circ,$ $W_{2m} = W_2 \cdot \sin 70^\circ = 258 \text{ (м/сек)},$ $W_{2u} = W_2 \cdot \cos 70^\circ = 94,6 \text{ (м/сек)}$
Абсолютна швидкість потоку	$C_2 = \sqrt{W_{2m}^2 + (W_{2u} - U)^2} = 260 \text{ (м/сек)}$
Втрати обумовлені вихідною швидкістю	$K_{aux} = C_2 / C_{a0} = 0,33$
Абсолютна температура гальмування	$T_{w2} = T_{w2}^* - (W_2^2 - C_2^2) / \left(\frac{k}{k-1} 2gR \right) = 259 \text{ К}$
Питома вага і статична температура потоку	$\gamma_{w2}^* = P_{w2}^* / (T_{w2} R) = 22,7 \text{ (Н/м}^2\text{)}, \gamma_2 = \gamma_{w2}^* E_{w2} = 15,4 \text{ (Н/м}^2\text{)},$ $T_2 = T_{w2} \tau_{w2} = 225 \text{ К}$

При цьому через збільшення парціальності збільшуються витрати повітря та ефективний ККД мікротурбіни:

$$\eta_e = \frac{\Delta T_e^*}{T_0^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^{0,286} \right]} \cong 0,5 - 0,6, \quad (8)$$

де ΔT_e^* – ефективне падіння температури гальмування в турбіні; P_0, T_0^* – тиск і температура гальмування перед турбіною; P_2 – статичний тиск за турбіною.

Коефіцієнт корисної дії мікротурбіни. Для турбіни, що використовується в якості привода, важливе значення має ККД обертання, який характеризує відношення роботи обертання до наявної адіабатичної роботи:

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_{ad}} = \frac{\Delta T_u}{T_0^* [1 - \tau_{ad}]}, \quad (10)$$

де L_u – робота, що виконується при розширенні стисненого повітря при протіканні в каналі лопаток робочого колеса турбіни:

$$L_u = I_1^* - I_2^*; \quad L_{ad} = I_0^* - I_1^* = C_p T_0^* - C_p T_1 = \frac{KRT_0^*}{K-1} (1 - \tau_{ad}). \quad (11)$$

Адіабатичний ККД:

$$\eta_{ad} = \frac{L_{ef}}{L_{ad}} = \frac{\Delta T_{ef}^*}{T_0^* [1 - \tau_{ad}]}, \quad (12)$$

де: $\Delta T_{ef}^* = \eta_E \left\{ \left[\Delta T_u^* \right]_{E=1} - \Delta T_{fE} \right\}$ – температурний перепад, що відповідає потужності тертя гладкого диску; E – парціальність; η_E – парціальний ККД.

Розглянемо тепер застосування запропонованої моделі для розрахунку параметрів мікротурбіни з такими вихідними даними:

$$\begin{aligned} P_0^* &= 5 \text{ ama} = 5 \cdot 1,013 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2, \quad P_2 = 1 \text{ ama} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2, \\ T_0^* &= 290 \text{ К}, \quad D_{cp} = 0,05 \text{ м}, \quad \alpha_{ik} = 18^\circ, \\ n &= 30 \text{ 000 об/хв}, \quad N_e = 0,21 \text{ л.с.}, \quad Z = 4. \end{aligned} \quad (12)$$

Результати розрахунку параметрів робочого процесу перетворення енергії стисненого повітря в механічну роботу в мікротурбіні у відповідності з розробленим алгоритмом наведено в табл. 1, 2.

Отримане розрахункове значення адіабатичного ККД $\eta_{ad} = 25,2\%$ підтверджує достатню достовірність запропонованого підходу, так як для даного типу мікротурбін значення цього коефіцієнта біля 30% вважається оптимальним, тобто відхилення знаходиться в межах похибки обчислень, яка становить ~16%.

Таблиця 2

Розрахункові значення техніко-експлуатаційних параметрів мікротурбіни

Параметр	Розрахункове значення
Інтегральні робочі параметри мікротурбіни при парціальності E=1	
Пониження температури на колесі	$(\Delta T_{\lambda}^*)_{E=1} = T_0^* - T_2^* = 31^\circ$
Висота лопаток колеса	$h = 1,5 \cdot D_c = 2,16 \text{ мм}$
Обертовий ККД турбіни	$(\eta_{\lambda})_{E=1} = (\Delta T_{\lambda}^*)_{E=1} / [T_0^* (1 - \tau_{ad})] = 0,291$
Витрата повітря	$F_{kp} = Z I_{kp} = 4(\pi D^2)/4 = 6,52 \text{ мм}^2$ $G = m F_{kp} P_0^* / T_0^{*1/2} \lambda L = 6,2510^{-3} \text{ (кг/сек)}$
Потужність тертя плоского диска	$N_f = \beta_f \cdot 10^{-3} U_H^3 D_H^2 \gamma_1 (1 + 5D/D_H) = 7,3 \text{ Вт}$
Пониження температури гальмування	$\Delta T_e^* = \bar{\eta}_E [(\Delta T_{\lambda}^*)_{E=1} - \Delta T_{fE}] = 24,7^\circ$
Адіабатичний ККД	$\eta_{ad} = \Delta T_e^* / [T_0^* (1 - \tau_{ad})] = 0,252$
Ефективна потужність	$N_e = k / [102(k-1)] R \Delta T_e^* G = 155 \text{ Вт} \cong 0,21 \text{ л.с.}$

Висновки та перспективи. Техніко-експлуатаційні параметри мікротурбіни розраховані за наведеною методикою забезпечують економічний режим роботи пневматичної шліфувальної машини в якій вона використовується в якості привідного двигуна. Результати проведених розрахунків та оптимізація техніко-конструктивних параметрів турбомашини дозволяють зробити висновок, що для практичного застосування достатньо ефективно можна використовувати одноступеневу осьову мікротурбіну з циліндричними свердленими соплами із закругленим вхідним краєм, що також підтверджується результатами експериментальних досліджень. Така турбіна має найменшу питому витрату повітря, найменші габарити а також достатню технологічність виробництва. Для подальшого підвищення ефективності застосування мікротурбін доцільно розглянути питання оптимізації форми її лопаток.

Список використаних джерел:

1. Прокопов М. Г., Вансєв С. М., Козін В. М., Мерзляков Ю. С. Конструкції елементів пневмоагрегатів : навч. посіб. Суми : Сум. ДУ, 2020. 146 с.
2. Буренніков, Ю. А., Немировський І. А., Козлов Л. Г. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2013. 273 с.
3. Петриченко С. В., Паляничка Н. О., Тарасенко В. Г. Монтажні інструменти і пристосування: навч. посіб. ТДАТУ, 2021.
URL: https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/ophv_35/page25.html
4. Герман В.Ф. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. Суми : Сум. ДУ, 2015. 160 с.
5. Андренко П.М. Гідравлічні пристрої мехатронних систем: навч. посіб. Х.: НТУ «ХПІ», 2013. 188 с.
6. Онищенко О.Г., Помазан В.М.. Будівельна техніка. Ручні пневматичні машини: підручник. ЧДІЕУ. URL: <https://studfile.net/preview/5645932/page:32/>
7. Гоман, О., Рожкевич, А. Аеродинамічний розрахунок вітрової турбіни Дар'є в залежності від різних типів профілів та місцевого числа Рейнольдса. *Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій*. 2023. В. 1(36), 40–48. URL: <https://doi.org/10.15421/4223104>
8. Абрамовський Є.Р. Проблеми оптимізації параметрів вітряних двигунів. Дніпро: Наука і освіта, 2014. 273 с.
9. Goman O., Dreus A., Rozhkevych A., Heti K. Aerodynamic improvement of Darrieus wind turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021. Vol. 897. Doi: 10.1088/1755–1315/897/1/012001
10. Jang H., Hwang Y., Paek I. Performance Evaluation and Validation of H-Darrieus Small Vertical Axis Wind Turbine. *Int. J. of Precis. Eng. and Manuf. –Green Tech*. 2021. Vol.8. P.1687–1697.
11. Sengupta A., Biswas A., Gupta R. Comparison of low wind speed aerodynamics of unsymmetrical blade H-Darrieus rotors-blade camber and curvature signatures for performance improvement. *Renewable Energy*. 2019. Vol.139. P.1412–1427.
12. Вамболь С. О., Міщенко І. В., Кондратенко О. М. Технічна механіка рідини і газу: підручник. Х. : НУЦЗУ, 2016. 300 с.
13. Дідур В. А., Журавель Д. П. Технічна механіка рідини і газу: підручник. Мелітополь: ТОВ «Колор Принт», 2019. 476 с.

References:

1. Prokopov, M. H., Vanieiev, S. M., Kozin, V. M., Merzliakov, Yu. S. (2020). Konstruktsii elementiv pnevmoahrehativ : navch. posib. Sumy: Sum. DU. 146 s.
2. Buriennikov, Yu. A., Nemyrovskiy, I. A., Kozlov, L. H. (2013). Hidravlika, hidro- ta pnevmopryvody : navch. posib. Vinnytsia: VNTU. 273 s.
3. Petrychenko, S. V., Palianychka, N. O., Tarasenko, V. H. (2021). Montazhni instrumenty i prystosuvannia: navch. posib. TDATU. URL: https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/ophv_35/page25.html
4. Herman, V.F. (2015). Hidravlika, hidro- ta pnevmopryvody. Sumy: Sum. DU. 160 s.
5. Andrenko, P.M. (2013). Hidravlichni prystroi mekhatronnykh system: navch. posib. Kh. : NTU “KhPI”. 188 s.
6. Onyshchenko O. H., Pomazan V. M. Budivelna tekhnika. Ruchni pnevmatychni mashyny: pidruchnyk. ChDIEU. URL: <https://studfile.net/preview/5645932/page:32/>
7. Homan, O., Rozhkevych, A. (2023). Aerodynamichni rozrakhunok vitrovoi turbiny Darie v zalezhnosti vid riznykh typiv profiliv ta mistsevoho chysla Reinoldsa. *Problemy obchysluvalnoi mekhaniky i mitsnosti konstruktsii*. Vol. 1(36), 40–48. Doi: 10.15421/4223104
8. Abramovskiy, Ye. R. (2014). Problemy optymizatsii parametriv vitrianykh dvyhuniv. Dnipro : Nauka i osvita. 273 s.
9. Goman, O., Dreus, A., Rozhkevych, A., Heti, K. (2021). Aerodynamic improvement of Darrieus wind turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. Vol. 897. Doi: 10.1088/1755-1315/897/1/012001

-
10. Jang, H., Hwang, Y., Paek, I. (2021). Performance Evaluation and Validation of H-Darrieus Small Vertical Axis Wind Turbine. *Int. J. of Precis. Eng. and Manuf. –Green Tech.* Vol. 8. P. 1687–1697.
 11. Sengupta, A., Biswas, A., Gupta, R. (2019). Comparison of low wind speed aerodynamics of unsymmetrical blade H-Darrieus rotors-blade camber and curvature signatures for performance improvement. *Renewable Energy.* Vol. 139. P.1412–1427.
 12. Vambol, S. O., Mishchenko, I. V., Kondratenko, O. M. (2016). *Tekhnichna mekhanika ridyny i hazu: pidruchnyk.* Kh. : NUTsZU. 300 s.
 13. Didur, V. A., Zhuravel, D. P. (2019). *Tekhnichna mekhanika ridyny i hazu: pidruchnyk dlia zdobuvachiv stupenia vyshchoi osvity zakladiv vyshchoi osvity / Melitopol: TOV “Kolor Prynt”.* 476 s.

Дата першого надходження статті до видання: 27.03.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 20.04.2026

Дата публікації (оприлюднення) статті: 30.05.2026