

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГАЗОПОДІБНИХ СЕРЕДОВИЩ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ ВЕНТИЛЯТОРА

Мельник Віктор Іванович

доктор технічних наук, професор,
Харківський державний біотехнологічний університет, м. Харків, Україна
ORCID: 0000-0002-1176-2831
victor_melnic@ukr.net

Зеленський Олексій Петрович

аспірант
Харківський державний біотехнологічний університет, м. Харків, Україна
ORCID: 0000-0001-9819-9086
alexey2009mkh@gmail.com

Зеленський Андрій Петрович

аспірант
Харківський державний біотехнологічний університет, м. Харків, Україна
ORCID: 0000-0002-0364-5571
alexey2009mkh@gmail.com

Точний висів сільськогосподарських культур є важливим кроком для досягнення збільшення урожайності у рослинництві. Одним з напрямків забезпечення ефективності роботи сіялки точного висіву є стабільна робота всієї пневматичної системи. Одним з основних елементів такої системи є вентилятор. Важливим завданням при проектуванні вентилятора є його гармонізація параметрів з параметрами сіялки точного висіву. Це можна досягти за допомогою натурних експериментів, що потребує проведення великої кількості випробувань та перевірок, а також великі ресурсні та часові затрати. З розвитком обчислювальної техніки та використанні при проектуванні сучасних методів, дає можливість швидше знаходити оптимальну конструкцію вентилятора. Тому ця стаття присвячена чисельному моделюванню робочого процесу газоподібних середовищ, що протікає в проточній частині відцентрового радіального вентилятора. Аналіз обчислювальних технологій виконується з використанням Computational fluid dynamics (CFD) пакетів, які дають можливість передбачити основні закономірності течій повітря, підтвердити чи розширити результати натурального чи лабораторного експерименту. За результатами виникає можливість побудови віртуальних моделей процесів та явищ, що відбуваються в галузі дослідження. Перспективні методи чисельного моделювання та створення математичної моделі прискорюють досягнення заданого рівня параметрів проектування елементів відцентрового радіального вентилятора, що наближає до скорочення витрат за традиційних експериментальних та теоретичних методів проектування. Основну увагу приділено застосуванню обчислювальних методів газової динаміки в областях газогенератора, що досліджуються. В свою чергу це дасть нам можливість створити нову конструкцію відцентрового радіального вентилятора та досягти підвищення швидкості та якості висіву, що дасть можливість проведення польових робіт на новому рівні. Тому, дуже важливо застосовувати нові технології численого моделювання та використанні сучасних CFD пакетів при проектуванні нових конструкцій.

Ключові слова: відцентровий радіальний вентилятор, аеродинамічний розрахунок, потік повітря, робоче колесо, вихідний пристрій, аеродинамічні характеристики.

DOI <https://doi.org/10.32845/msnau.2022.2.5>

Вступ. Відцентровий радіальний вентилятор (ВРВ) це найважливіша частина пневматичної системи сіялки точного висіву, де ступінь аеродинамічної та конструктивної досконалості значною мірою визначатиме якість усієї системи, якість висіву, економічність, габаритні розміри, масу, надійність та ресурс. Тому пошук оптимального проектного рішення на основі методів обчислювальної газодинаміки є актуальним сучасним завданням. Питання розрахунку відцентрових радіальних вентиляторів (ВРВ) присвячено безліч робіт (Anderson D., 1990). У роботах розглядається робочий процес, що протікає у проточній частині вентилятора. Весь процес безпосередньо пов'язаний з робочими елементами вентилятора: вхідним патрубком (ВП), робочим колесом (РК) ВРВ, вихідним пристроєм (ВП) (Back O., 1955). Вра-

ховуючи основні закони збереження газової динаміки, рівняння нерозривності та рівняння енергії (закони термодинаміки) проводиться проектувальний розрахунок ВРВ та основних параметрів робочого процесу на основі оптимізаційних алгоритмів (Babu V., 2021).

Матеріали та методи. Розглядаючи ВРВ як складову частину сіялки точного висіву, а саме пневматичної системи, показує, що з якісною конструкцією відбувається збільшення врожайності сільськогосподарських культур та зменшення технологічних і експлуатаційних витрат, тому дуже важливо ґрунтовно підходити до процесу проектування пневматичної системи. Тому основним завданням розробки пневматичної системи є якісне проектування ВРВ. Цим питанням цікавилася багато дослідників сучасності (Bruck A. D., 1975, Ronald, H. 2000, Djachek P. I. 2013).

Розглянемо методику розрахунку ВРВ для подальшого проектування та аналізу поведінки потоку повітря в проточній частині вентилятора з подальшим використанням різних Computer-aided engineering (CAE) та CFD програм (Bruk A. D., 1975). Аеродинамічний розрахунок ВРВ проводиться, задавши попередньо такі параметри: продуктивність вентилятора (витрата повітря в ВРВ) – G_B , м³/с; тиск, створюваний вентилятором – ΔP_v , Па; число оборотів ротора (РК) вентилятора – n_v , об/мин. Схема проєктованого ВРВ наведено (рис. 1).

Аналізуючи закономірність течії потоку повітря каналах ВРВ, утворених лопатками РК, виведемо рівняння до розрахунку теоретичного тиску вентилятора (Chichkin V. P., 1984).

Характер взаємодії потоку повітря з лопатками РК складний. Частина енергії, що передається РК потоку повітря, витрачається на утворення вихорів, на тертя повітря стінки в міжлопаткових каналах і т.д. (Chung, T. J., 2002). Якщо зважати на всі ці фактори, то завдання визначення тиску, що розвивається РК, практично нерозв'язне. Тому для вирішення цього завдання вводимо такі спрощення: потік повітря, що переміщується РК вважаємо ідеальною рідиною (немає тертя); перебіг повітря – встановлений, безвідливний; щільність повітря, що переміщується – постійна; число лопаток РК прагне нескінченності, товщина лопаток – нескінченно мала. Враховуючи всі ці припущення рух повітря в міжлопаткових каналах розглядаємо як плоский, одновимірний перебіг елементарного струменя газу (Fletcher, A. J., 1988).

Розрахунок відцентрового радіального вентилятора. Для проведення подальших розрахунків вводимо: приймаємо значення G_B змінюється – 0,01...0,41 м³/с; число оборотів ротора (РК) вентилятора набуває значення $n_v = 3000$ об/мин.

$$\omega_v = \frac{2\pi n_v}{60}, \quad (1)$$

тоді $\omega_v = 314,159$.

Діаметр входу у вентилятор позначаємо – D_0 , а внутрішній діаметр РК через – D_1 , зовнішній діаметр РК позначимо – D_2 (Djachek P. I., 2013), $D_0 = 0,140$ м; $D_1 = 0,176$ м; $D_2 = 0,500$ м.

Емпіричне рівняння дозволяє визначити коефіцієнт швидкості ВРВ n_y :

$$n_y = \frac{D_1 60}{D_2}, \quad (2)$$

тоді $n_y = 21,12$.

Розрахувати ширину лопатей ротора РК b_1 та b_2 , м:

$$b_1 = k \frac{D_0}{4}, \quad (3)$$

тоді $b_1 = 0,037$, де k – коефіцієнт для РК з лопатками, загнутими назад, за даними М.П. Калінушкіна приймають рівним 1,05 ... 1,08. З метою спрощення технології виготовлення лопаток приймаємо:

$$b_2 = b_1.$$

Далі визначаємо число лопаток РК (Holshhevnikov K. V., 1970):

$$z = \pi \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} > 6,555 \text{ шт.}$$

Приймаємо значення числа лопаток (непарне зниження шуму і стійкої роботи РК):

$$z = 15 \text{ шт.}$$

Визначаємо окружну швидкість на внутрішньому діаметрі РК u_1 , м/с:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n_v}{60}, \quad (4)$$

тоді $u_1 = 27,646$.

Далі задаємо розрахункову область витрати повітря: $n = 14, i = 1 \dots n$.

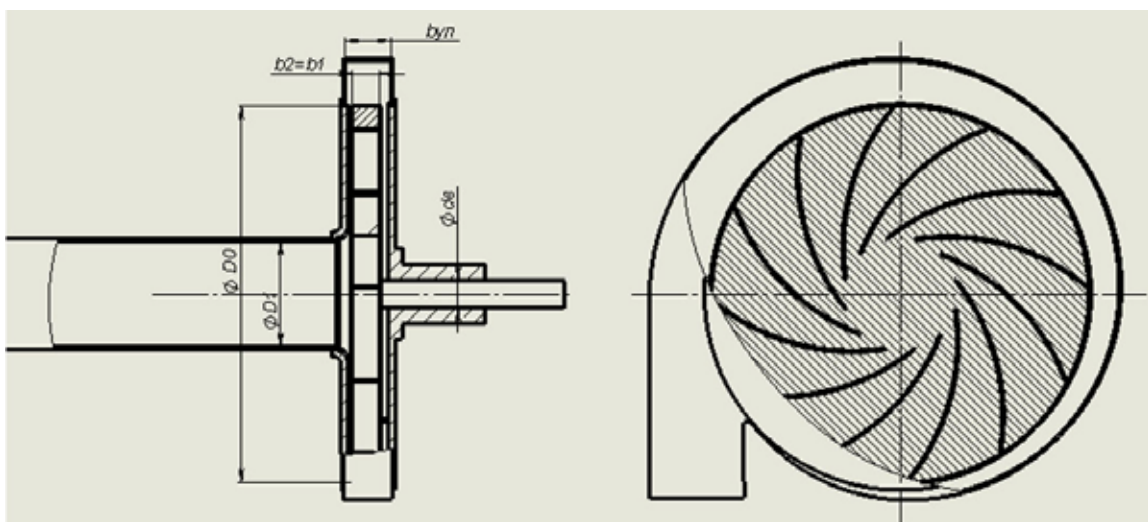


Рис. 1. Схема відцентрового радіального вентилятора

G_i	0.01	0.04	0.07	0.1	0.13	0.16	0.19	0.22	0.25	0.29	0.32	0.35	0.38	0.41
-------	------	------	------	-----	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

Виходячи із заданої області розрахунку визначаємо оптимальний кут входу потоку β_{1i} :

$$\beta_{1i} = \arctg\left(\frac{G_i}{\pi D_1 b_1 u_1}\right), \quad (5)$$

тоді $\beta_{1sr} = 19,598$. Приймаємо значення вхідного кута потоку повітря рівним: $\beta_1 = 20^\circ$.

Визначимо оптимальне значення D_{1opt} , м; и G_{opt} , м³/с:

$$G_{opt} = 2.06 \times 10^{-2} D_1^3 n_V \sin 2\beta_1, \quad (6)$$

$$G_{opt} = 0,217 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$D_{1opt} = 3.653 \sqrt[3]{\frac{G_{opt}}{n_V \sin 2\beta_1}}, \quad (7)$$

тоді $D_{1opt} = 0,176$ м. Значення $D_1 = 0,176$ м та $D_{1opt} = 0,176$ м збігаються, розрахунок йде правильно (Ronald H., 2000).

Перебіг потоку у вхідному патрубку ВРВ осесиметрично (робимо припущення, що потік входить уздовж осі) (Solomahova T. S., 1970), позначаємо його через c_{0r_i} визначаємо за наступним рівнянням, м/с:

$$c_{0r_i} = \frac{4G_i}{\pi D_0^2}. \quad (8)$$

З рівняння нерозривності потоку визначаємо значення абсолютної швидкості c_{1r_i} на вході в міжлопатковий канал робочого колеса, м/с (Schlichting, H., 2017).

$$c_{1r_i} = \frac{G_i}{\pi D_1 b_1}. \quad (9)$$

Тоді визначаємо відносну швидкість потоку повітря w_1 в міжлопатковий канал робочого колеса, м/с:

$$w_1 = \frac{c_{1r_i}}{\cos(90 - \beta_1)}. \quad (10)$$

Абсолютна швидкість потоку повітря c_1 на вході до РК, м/с:

$$c_1 = \sqrt{u_1^2 + w_1^2 - 2u_1 w_1 \cos \beta_1}, \quad (11)$$

Визначаємо кут α_1 із співвідношення, а також середнє значення кута α_{1sr} :

$$\alpha_{1i} = \arcsin\left(\frac{w_1 \sin \beta_1}{c_{1i}}\right), \quad (12)$$

$$\alpha_{1sr} = \frac{\sum_i \alpha_{1i}}{n}, \quad (13)$$

тоді $\alpha_{1sr} = 39,527^\circ$.

Тоді тангенційна складова абсолютної швидкості c_{1u_i} на вході в міжлопатковий канал, м/с (Pak V. S., 1970):

$$c_{1u_i} = c_{1i} \cos \alpha_{1sr}. \quad (14)$$

Розрахуємо окружну швидкість u_2 на зовнішньому діаметрі РК ВРВ, м/с:

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n_V}{60}, \quad (15)$$

тоді $u_2 = 78,54$ м/с.

Приймаємо конструктивний кут $\beta_2 = 75^\circ$. Робимо припущення, що швидкості $w_2 = w_1$, тоді:

$$c_{2u_i} = u_2 + w_{2i} \cos(180 - \beta_2). \quad (16)$$

Радіальна складова абсолютної швидкості c_{2r_i} на виході з міжлопаткових каналів визначається з трикутників швидкостей, м/с (Dzhefris G., 1970):

$$c_{2r_i} = w_{2i} \sin(180 - \beta_2). \quad (17)$$

Тоді абсолютна швидкість c_2 на виході з РК визначаємо, м/с:

$$c_{2i} = \sqrt{(c_{2u_i})^2 + (c_{2r_i})^2}. \quad (18)$$

З урахуванням поправки на кінцеву кількість лопаток z визначаємо поправний кут β_2' :

$$\beta_{2i}' = \arccos\left(\cos \beta_2 + k_2 \frac{c_{2u_i}}{z_1 u_2}\right), \quad (19)$$

де $k_2 = 3$,

$$\beta_{2sr}' = \frac{\sum_i \beta_{2i}'}{n}, \quad (20)$$

цтоді $\beta_{2sr}' = 60,957^\circ$.

Далі визначаємо тангенціальну складову c_{2u_i}' абсолютної швидкості для РК з кінцевим числом лопаток $z = 15$ шт:

$$c_{2u_i}' = u_2 + \frac{c_{2r_i}}{\tan(180 - \beta_{2sr}')}. \quad (21)$$

Визначаємо кут α_2' :

$$\alpha_{2i}' = \arccos\left(\frac{c_{2u_i}'}{c_{2i}'}\right), \quad (22)$$

тоді α_{2sr}' :

$$\alpha'_{2sr} = \frac{\sum_i \alpha'_{2i}}{n}, \quad (23)$$

$$\alpha'_{2sr} = 24,79^\circ.$$

Можна визначити гідравлічний ККД ЦРВ $\eta_{r.k.}$: $\xi = 0,4$,

$$\eta_{r.k.} = 1 - \frac{\xi}{2} \times \frac{\cos(\beta_1)^2}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \cos \alpha'_{2sr} \frac{\sin \beta'_{2sr}}{\sin[180 - (\alpha'_{2sr} + \beta'_{2sr})]} - \sin(\beta_1)^2}, \quad (24)$$

$$\eta_{r.k.} = 0,972.$$

Теоретичний тиск $P_{T.r.k.}$, РК ВРВ, що розвивається, при кінцевій кількості лопаток z , визначається за рівнянням Ейлера (за відсутності втрат), Па: враховуємо, що щільність повітря $\rho_{air} = 1,205 \text{ кг/м}^3$,

$$P_{T.r.k.} = \rho_{air} (u_2 c'_{2u_i} - u_1 c'_{1u_i}), \quad (25)$$

тоді дійсний тиск p_d розвивається РК визначаємо, Па:

$$p_d = P_{T.r.k.} \eta_{r.k.} \quad (26)$$

Оптимальна швидкість повітря в равлику c_{aui} , м/с:

$$c_{aui} = 0,74 c'_{2i}. \quad (27)$$

Площа вихідного перерізу кожуха F_{k_i} , м²:

$$F_{k_i} = \frac{G_i}{c_{aui}}. \quad (28)$$

Визначаємо середнє значення $F_{k_{sr}}$, м²:

$$F_{k_{sr}} = \frac{\sum_i F_{k_i}}{n}, \quad (29)$$

тоді $F_{k_{sr}} = 3,987 \times 10^{-3} \text{ м}^2$. Величина розкриття спірального кожуха A визначаємо із співвідношення, м (Bask O., 1955):

$$A = \frac{D_2 n_y}{90}, \quad (30)$$

тоді $A = 0,117 \text{ м}$: Приймаємо значення A' , м:

$$A' = 0,08 \text{ м}$$

Відповідно визначимо значення B , м:

$$B = \frac{F_{k_{sr}}}{A'}, \quad (31)$$

тоді $B = 0,05 \text{ м}$.

Визначимо неминучі втрати Δp_n , обумовлені радіальною складовою абсолютної швидкості (Hirsch C., 2007), Па:

$$\Delta p_n = \frac{\rho_{air}}{2} c_{2r_i}^2. \quad (32)$$

Втрати на удар Δp_u при змішуванні потоку, що рухаються з різними швидкостями, Па:

$$\Delta p_u = \frac{\rho_{air}}{2} (c'_{2u_i} - c_{aui})^2. \quad (33)$$

Втрати на тертя Δp_{tr} у спіральному кожусі, Па:

$$p_{tr_i} = k' \frac{\rho_{air}}{2} (c_{aui})^2, \quad (34)$$

де $k'=0,3$.

Сумарні втрати тиску $\Sigma \Delta p_k$ у кожусі, Па:

$$\Sigma \Delta p_{k_i} = \Delta p_{n_i} + \Delta p_{u_i} + \Delta p_{tr_i}. \quad (35)$$

Втрати тиску в роторі РК Δp_{rk} (Ivanov O. P., 1986) Па:

$$\Delta p_{rk_i} = p_{t.r.k_i} - p_{d_i}. \quad (36)$$

Втрати тиску в роторі РК та кожусі вентилятора $\Sigma \Delta p_v$, Па:

$$\Sigma \Delta p_{v_i} = \Delta p_{rk_i} + \Sigma \Delta p_{k_i}. \quad (37)$$

Тиск, що розвивається ЦРВ p_v , Па:

$$p_{v_i} = p_{t.r.k_i} - \Sigma \Delta p_{v_i}. \quad (38)$$

Результати та обговорення. Аеродинамічна якість ВРВ оцінюється за аеродинамічними характеристиками, вираженими у вигляді графіків залежності динамічного тиску p_{dv} , статичного тиску p_{sv} та повного тиску p_v , ВРВ, що розвиваються, споживаної потужності N_p , ККД $\eta_{r.k.}$ від продуктивності G_i при певній щільності потоку та постійній частоті обертання n РК. (ГОСТ 10616-90)

$$p_{sv_i} = \frac{\rho_{air}}{2} \left[(c'_{2i})^2 - (c_{1i})^2 \right], \quad (39)$$

$$p_{dv_i} = p_{v_i} - p_{sv_i}. \quad (40)$$

Графік залежності повного тиску p_{v_i} від продуктивності ВРВ G_i (рис. 2) побудований виходячи з отриманих розрахунків.

Показує, що зі зниженням повного тиску збільшується продуктивність ВРВ. Для оцінки показників ВРВ вводять поняття безрозмірних аеродинамічних показників (Kalinushkin, M.P., 1979). Це графіки залежностей коефіцієнта динамічного тиску Ψ_{dv} , статичного тиску Ψ_{sv} та повного тиску Ψ_v від коефіцієнта продуктивності φ_i :

$$\Psi_{sv_i} = \frac{2}{\rho_{air}} \frac{p_{sv_i}}{u_2^2}, \quad (41)$$

$$\Psi_{v_i} = \frac{2}{\rho_{air}} \frac{p_{v_i}}{u_2^2}, \quad (42)$$

$$\Psi_{dv_i} = \frac{2}{\rho_{air}} \frac{p_{dv_i}}{u_2^2}, \quad (43)$$

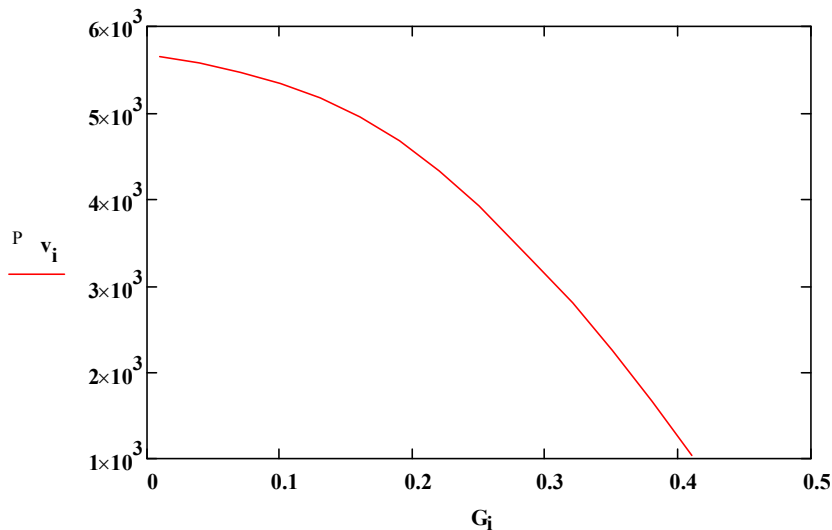


Рис. 2. Залежність повного тиску p_{vi} від продуктивності ВРВ G_i .

$$\varphi_i = \frac{c_{2r_i}}{u_2}. \quad (44)$$

Графік залежності коефіцієнта повного тиску ψ_{vi} від коефіцієнта продуктивності φ_i побудований виходячи з отриманих розрахунків (рис. 3) (Solomahova T. S., 1980).

Показує, що зі зніженням повного тиску ψ_{vi} то коефіцієнта продуктивності φ_i буде збільшуватися.

Корисна потужність N_{pi} витрачається на збільшення енергії повітряного потоку в ВРВ (Ronald H., 2000):

$$N_{pi} = p_{vi} G_{Br} \quad (45)$$

Графік залежності корисної потужності N_{pi} від продуктивності ВРВ G_i побудованою на підставі отриманих розрахунків (рис. 4).

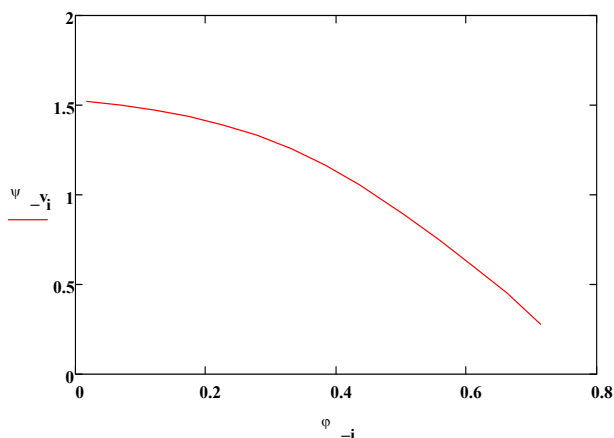


Рис. 3. Залежності коефіцієнта повного тиску ψ_{vi} від коефіцієнта продуктивності φ_i .

Показує, що при продуктивність ВРВ G_i близько 0,25 корисна потужність буде максимальною.

Висновки. Таким чином, дана методика розрахунку ВРВ дозволяє зробити моделювання вентилятора з різними вхідними параметрами на основі оптимізаційних алгоритмів і методів обчислювальної газодинаміки та експериментальних дослідженнях. Такі методи дозволяють у стислий термін проводити пошук найбільш оптимальних геометричних розмірів елементів проточної частини, що може бути використане як для модернізації як старих конструкцій так і моделювання нових. Було перевірено правильність методики розрахунку за допомогою програм Computer-aided engineering CAE-пакетів програм на основі CFD-методів при моделюванні газодинамічних характеристик перебігу повітря у проточній частині ВРВ.

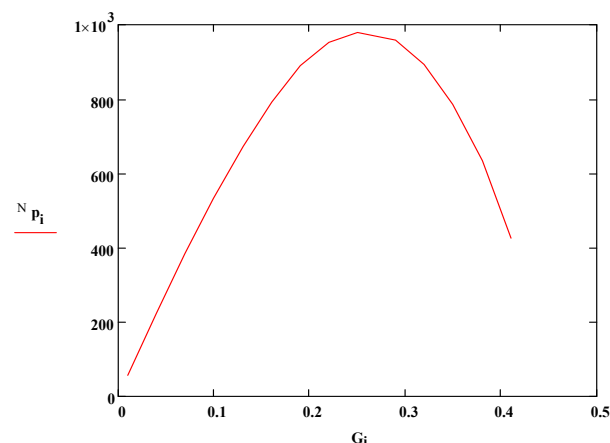


Рис. 4. Залежності корисної потужності N_{pi} від продуктивності ВРВ G_i .

Бібліографічні посилання:

1. Anderson D., Tannehill Dzh., Pletcher R., Vychislitel'naja gidromehanika i teploobmen. [Computational fluid mechanics and heat transfer.]// M.: Mir, 1990, t.1,2.
2. Anderson, J. D. Jr. (1995). Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications. New York : McGraw-Hill.
3. Babu, V. (2021). *Fundamentals of gas dynamics* (2nd ed.). Berlin: Springer.
4. Ing. Dr. techn. Back O. Ventilatoren entwurf und berechnung. Halle (Saale) 1955–362 p.
5. Borisenko A. I. Gazovaja dinamika dvigatelej. [Gas dynamics of engines.] M. : Gosudarstvennoe nauchno-tehnicheskoe izdatel'stvo, 1962. – 794 s.
6. Bruk A. D. Solomahova T. S. I dr. Centrobezhnye ventiljatory. [Centrifugal fans.] M. : Mashinostroenie, 1975. – 416 s.
7. Chichkin V. P. Ovoshhnye sejalki i kombinirovannye agregaty: Teorija, konstrukcija, raschet. – Kishenev : Shtiinca, 1984. – 392 s.
8. Chichkin V.P. Ovoshhnye sejalki i kombinirovannye agregaty: teorija, konstrukcija i raschjot. [Vegetable seeders and combined units: theory, design and calculation.] / V.P. Chichkin. – Kishinev : Shtinica, 1984. 392 s.
9. Chung, T. J. (2002). Computational fluid dynamics. Cambridge : Cambridge University Press.
10. Djachek P. I. Nasosy, Ventiljatory, Kompresory. [Pumps, Fans, Compressors.] Uchebn. posobie. Izdatel'stvo ASV M. 2013–432 s.
11. Dzhefris G., Svirls B., Metody matematicheskoy fiziki. [Methods of mathematical physics.] M. : Mir, 1969.
12. Fletcher, A. J. (1988). Computational techniques for Fluid Dynamics. New York: Springer-Verlag: Berlin.
13. Frank, M. (2016). White fluid mechanics (8th ed.). New York : McGraw-Hill Education.
14. Hirsch, C. (2007). Numerical computation of internal and external flows (2nd ed.). Oxford : Published by John Wiley & Sons, Ltd.
15. Holshhevnikov K. V., Teorija i raschet aviacionnyh lopatochnyh mashin: Uchebn.dlja aviac. vuzov i fakul'tetov. [Theory and calculation of aircraft blade machines: Textbook for aviation. universities and faculties.] M. : Mashinostroenie, 1970–610 s.
16. Ivanov O. P., Mamchenko V. O. Ajerodinamika i ventiljatory. [Aerodynamics and fans.] Uchebn.dlja stud.vuzov, Leningrad «Mashinostroenie» Leningradskoe otdelenie 1986–280 s.
17. John J. E. Introduction to fluid machanics. N.Y., 1980. p. 587.
18. Kalinkevich, N. V., & Gusak, A.G. (2011). *Theory of turbochargers*. Sumy : SSU.
19. Kalinushkin, M.P. Ventiljatornye ustanovki. [Fan installations.] / M.P. Kalinushkin. – M. : Vysshaja shkola, 1979. – 223 s.
20. Lokshin, I. L. (1959). Investigation of the flow behind the wheels of centrifugal fans in relative motion. Industrial Aerodynamics, 12, 2–153.
21. Martynenko S. A., Meshchysheva L. V., Pohorilyi L. V. ta in. Pnevmatychni siialky: konstruiuvannia i rozrakhunok. [Pneumatic seeders: design and development.] K. : Tekhnika, 1992. – 224 s.
22. Pak V. S. Vysokoeconomichnye centrobezhnye ventiljatory s profilirovannymi lopatkami. [Highly economical centrifugal fans with profiled blades.] Ugol' Ukrainy. – 1960. – №3.
23. Rathakrishnan, E. (2010). Applied gas dynamics. Hoboken : Wiley.
24. Reddy, J. N. (2006). An introduction to the finite element method. New York : McGraw-Hill.
25. Ronald, H. (2000). Aungier Centrifugal compressors a strategy for aerodynamic design and analysis. New York : Asme press, 311 p.
26. Schlichting, H., & Gersten, K. (2017). Boundary-Layer theory (9th ed.). Berlin : Springer-Verlag, 805 p.
27. Solomahova T. S., Chebysheva K. V. Centrobezhnye ventiljatory. Ajerodinamicheskie shemy i harakteristiki. [Centrifugal fans. Aerodynamic schemes and characteristics.] Spravochnik-M. : Mashinostroenie, 1980–176 s.
28. Sysolin P.V. Teoriia, proektuvannia ta rozrakhunky posivnykh mashyn: navch. Posibnyk. [Theory, design and development of agricultural machines: Navch. helper.] / P.V. Sysolin. – K.:ISDO, 1994. – 148 s.
29. Turbin, B.G. Ventiljatory sel'skohozjajstvennyh mashin. [Agricultural machinery fans.] / B.G. Turbin. – Leningrad: Mashinostroenie, 1968. – 159 s.
30. Zaika P. M. Teoriia silskohospodarskykh mashyn. T.1, Ch.2. Mashyny dlia sivby ta sadinnia. [Theory of agricultural machines. T.1, Part 2. Cars for sivbi ta sadinnia.] Zaika P. M. – Kharkiv: Oko, 2002.-452 s.

Melnik V. I., Doctor of Technology, State Biotechnological University, Kharkov, Ukraine

Zelensky A. P., graduate student, State Biotechnological University, Kharkov, Ukraine

Zelensky A. P., graduate student, State Biotechnological University, Kharkov, Ukraine

Numerical modeling of gas-like mediums in the flow part of a fan

The exact view of agricultural crops is an important crop for achieving an increase in productivity in the growing crops. One of the main reasons for ensuring the efficiency of the robotic planter of a precise suspension is the stable operation of the entire pneumatic system. One of the main elements of such a system is a fan. An important factor in the design of the fan is the harmonization of the parameters with the parameters of the exact winder. It is possible to reach for the help of field experiments, which will require a large number of trials and revisions, as well as a large resource and hours spent. With the development of numerical technology and variation in the design of modern methods, it is possible to better know the optimal design of the fan. This article is devoted to the numerical simulation of the working process of gas-like media, which flows in the flow part of a central radial fan. The analysis of enumeration technologies is based on the use of Computational fluid dynamics (CFD) packages, as it gives the opportunity to transfer the main regularities of the flow, confirm and expand the results of natural chi laboratory experiment. Behind the results, one can blame the possibility of inducing virtual models of processes and phenomena that are seen in the follow-up gallery. Perspective methods

of numerical modeling and the creation of a mathematical model will speed up the achievement of a given level of parameters in the design of the elements of a central radial fan, which is close to the speed of wind speed for traditional experimental and theoretical design methods. The main attention is given to the calculation of the calculation methods of gas dynamics in the areas of the gas generator, which are being studied. To our advantage, give us the opportunity to create a new design of a central radial fan and to reach an increase in speed and density, which will give us the opportunity to carry out floor robots on a new level. Therefore, it is important to develop new technologies for numerical simulation of and alternative modern CFD packages in the design of new designs.

Key words: centrifugal fan, aerodynamic fan, air flow, working wheel, external attachment, aerodynamic characteristics.