

ЛЕКЦІЯ 5

Основи теорії осьових машин

У зв'язку з тим, що газ всередині осьового вентилятора рухається по циліндричних поверхнях і радіус входу частки газу на лопать дорівнює радіусу виходу з неї, окружні швидкості частинок при вході і виході з лопаті виявляються однаковими:

$$u_1 = \omega r = u_2, \quad (1.60)$$

В наслідок цього рівняння Ейлера для осьового вентилятора набуває вигляду:

$$\Delta P_T = \rho u (c_{2u} - c_{1u}), \text{ н/м}^2, \quad (1.61)$$

Або при відсутності попереднього закручування:

$$\Delta P_T = \rho u c_{2u}, \quad (1.62)$$

де c_{1u} , c_{2u} – проекції відповідної абсолютної швидкості на напрям окружної швидкості u .

Приймаємо що $u_2 = u_1$, тоді рівняння Ейлера приймає вигляд:

$$\Delta P_T = \rho \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} - \rho \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}, \quad (1.63)$$

Таким чином, величина тиску, створюваного осьовими 1т.1поміщене1 при інших рівних умовах, повинна бути менше в порівнянні з тиском, створюваним вентиляторами відцентрового типу, так як внаслідок рівності окружних швидкостей $u_1 = u_2$ в створенні тиску не бере робота відцентрових сил.

Вираз (1.63) показує, що величина тиску ΔP_T різко зменшується зі зменшенням відносних швидкостей, тобто зі зменшенням продуктивності вентилятора, що обумовлює круту форму характеристик $\Delta P = f(V)$.

У відцентрових вентиляторах наявність додаткового члена $\frac{\rho}{2}(u_2^2 - u_1^2)$ в рівнянні Ейлера послаблює залежність створюваного тиску ΔP_T від відносних швидкостей, тобто від продуктивності вентилятора, що надає характеристиці $\Delta P = f(V)$ більш пологий характер.

Рівняння Ейлера для відцентрових вентиляторів виведено виходячи з параллельноструйного руху газу при нескінченно великому числі лопаток. Тим часом рух газу в осьовому вентиляторі носить зазвичай інший характер. При малому числі лопатей (3-5), характерному для осьових вентиляторів, не утворюється явно виражених каналів і лопаті працюють швидше як ізолювані

одне від іншого крила, внаслідок чого розрахунки за рівнянням Ейлера дають недостатньо точні результати. Значно більш точним виявляється розрахунок, який би розглядав лопаті вентилятора як несучі крила, з визначенням діючих на них зусиль за результатами продувок в аеродинамічних трубах. Проекція цього зусилля на окружний напрямок шляхом її множення на окружну швидкість дозволяє визначити внутрішню потужність вентилятора, а отже, і його теоретичне тиск. Відомо, що на крило, що знаходиться у потоці газу, буде діяти сила R , яку можна розкласти на дві складові R_y і R_x (рис. 1.13). Складова R_y , спрямована по нормалі до напрямку потоку газу, називається **підйомною силою крила**, а складова R_x збігається з напрямком потоку газу – **лобовим опором крила**. Подібна ж картина відбувається і під час продування гідродинамічної решітки з тією лише різницею, що в цьому випадку за допомогою коефіцієнта k доводиться враховувати вплив сусідніх профілів, наявних в решітці, на величину підйомної сили R_y .

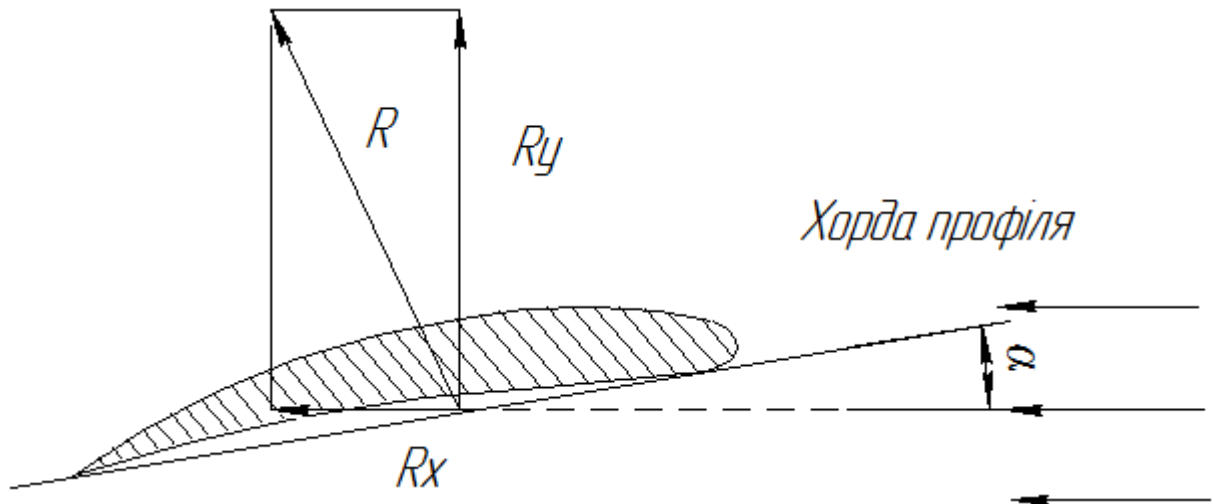


Рисунок 1.13 – Сили, що діють на крило, яке поміщене в потоці газу

На основі теорії крила, розробленої Н. Е. Жуковським, підйомна сила і сила лобового опору можуть бути визначені за формулами:

$$R_y = k C_y \rho \frac{\omega_\infty^2}{2} F, \quad (1.64)$$

$$R_x = k C_x \rho \frac{\omega_\infty^2}{2} F, \quad (1.65)$$

де C_y і C_x — коефіцієнти підйомної сили і лобового опору, які визначаються під час продування ізольованого профілю в аеродинамічній трубці;

F — площа крила, що представляє собою найбільшу площу проекції крила, m^2 (миделевого перетин);

ρ — щільність газу, kg/m^3 ;

ω_∞ - швидкість потоку в нескінченності, т. е. швидкість ще не обуреного крилом потоку, м/с.

Числові значення коефіцієнтів C_y і C_x , що залежать в першу чергу від кута атаки α , можуть бути взяті з графіку (рис. 1.14). Коефіцієнт k , що залежить від відносного кроку решітки та кута установки лопаті β_y береться по графіку (рис. 1.15).

Кут між силою R_y та R_x вочевидь дорівнює:

$$\varphi = \arctg \frac{R_x}{R_y} = \arctg \frac{C_x}{kC_y}, \quad (1.66)$$

Розглянемо взаємодію лопаті осьового вентилятора з потоком газу (рис. 1.16). При цьому маємо на увазі, що сила, з якою лопать діє на газ, має протилежний зміст у порівнянні з силою, з якою потік газу діє на крило.

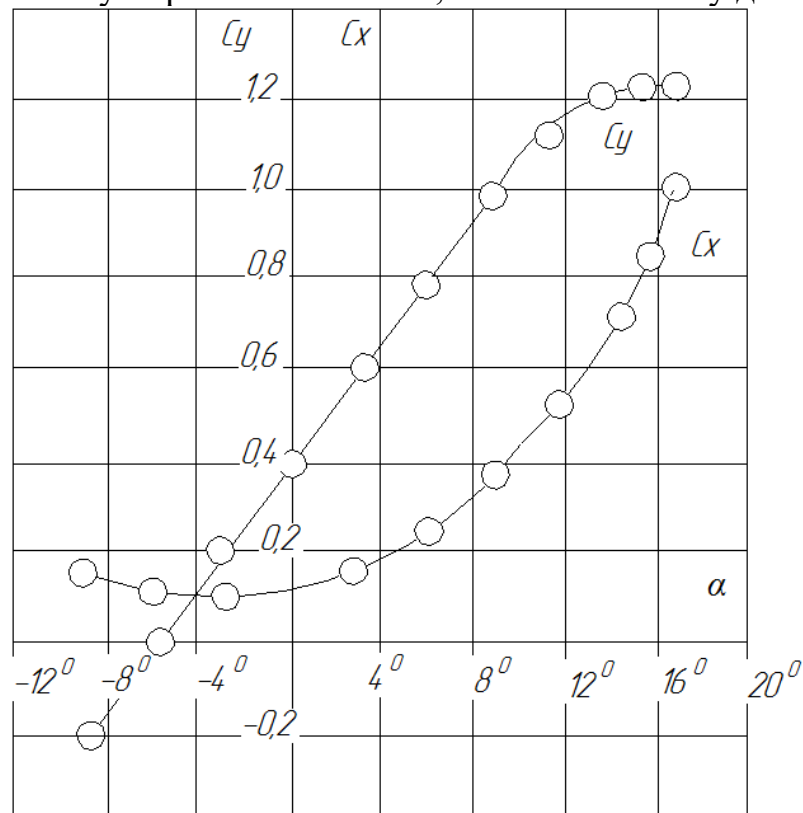


Рисунок 1.14 - Залежність коефіцієнта підйомної сили C_y та лобового опору C_x от кута атаки α

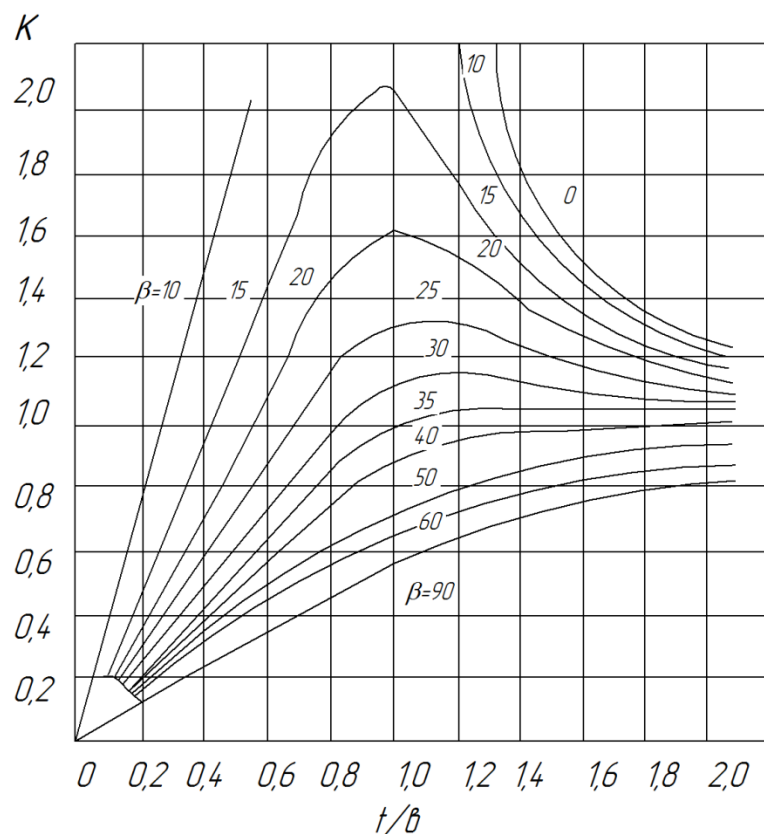


Рисунок 1.15 – Графік значень коефіцієнт k для гідродинамічної решітки.

Площа елемента лопаті висотою Δr дорівнює:

$$\Delta F = b \cdot \Delta r, \quad (1.67)$$

де b – довжина хорди профілю лопаті.

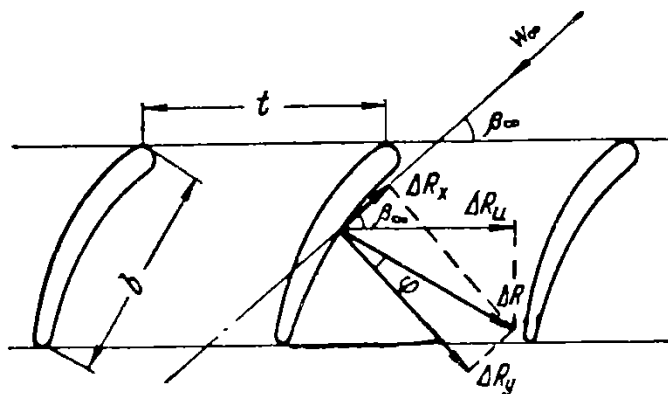


Рисунок 1.16 - Сили взаємодії лопаті осевого вентилятора з потоком газу

На цю площу діє сила

$$\Delta R = \frac{\Delta R_y}{\cos \varphi} = k C_y \rho \frac{\omega_\infty^2}{2} \cdot \frac{b \Delta r}{\cos \varphi}, \quad (1.68)$$

Проекція сили ΔR на окружний напрямок:

$$\Delta R_u = \Delta R \cdot \cos(90 - \beta_\infty - \varphi) = \Delta R \cdot \sin(\beta_\infty + \varphi), \quad (1.69)$$

Добуток сили ΔR_u на окружну швидкість u дає потужність, що припадає на елемент ΔF однієї лопаті. Потужність, що передається газу на всіх відповідних елементах робочого колеса, буде дорівнює:

$$\Delta N_T = \Delta R_u \cdot u \cdot z, \quad (1.70)$$

де z – число лопатей на колесі, шт..

Тим часом відомо, що необхідну теоретичну потужність можна визначити із загального для всіх вентиляторів співвідношення:

$$\Delta N_T = \Delta V \cdot \Delta P_T, \quad (1.71)$$

де ΔV – витрата газу, що проходить крізь елементарне кільце, яке визначається величиною Δr , м³/с.

Цю витрату можливо визначити з виразу:

$$\Delta V = c_0 \cdot \Delta F = c_0 \cdot z \cdot t \cdot \Delta r, \quad (1.72)$$

де c_0 – осьова складова абсолютної швидкості, м/с;
 ΔF – площа елементарного кільцевого перетину, крізь яке проходить газ, м²;

$$\Delta F = z \cdot t \cdot \Delta r, \quad (1.73)$$

Прирівнюючи вирази (1.70) і (1.71), отримуємо:

$$\Delta R_u \cdot u \cdot z = \Delta V \cdot \Delta P_T, \quad (1.74)$$

Звідки

$$\Delta P_T = \frac{\Delta R_u \cdot u \cdot z}{\Delta V}, \quad (1.75)$$

Подстановлюємо замість ΔR_u і ΔV їх розгорнуті значення, отримаємо:

$$\Delta P_T = \frac{k \cdot c_y \cdot \rho \cdot \omega_\infty^2 \cdot b \cdot \Delta r \cdot u \cdot z \cdot \sin(\beta_\infty + \varphi)}{2 \cos \varphi \cdot c_0 \cdot z \cdot t \cdot \Delta r}, \quad (1.76)$$

Після перетворень остаточно будемо мати:

$$\Delta P_T = \frac{k \cdot C_y}{2} \cdot \frac{b}{t} \cdot \frac{u}{c_0} \cdot \omega_\infty^2 \cdot \rho \frac{\sin(\beta_\infty + \varphi)}{\cos \varphi}, \text{ Н/м}^2 \quad (1.77)$$

Дійсний тиск, який створюється вентилятором:

$$\Delta P = \eta_\Gamma \cdot \Delta P_T \quad (1.78)$$

де η_Γ – гідравлічний к.к.д. вентилятора, що коливається для правильно спроектованих конструкцій в межах 0,8-0.95.