ЛЕКЦІЯ 2

Основи теорії відцентрових машин

1.2.1 Рух рідини (газу) в робочому колесі відцентрової машини

Робоче колесо відцентрової машини є його основним робочим органом, тому кінематичні характеристики рідини, яка рухається через робоче колесо, значно впливають на енергетичні параметри насоса (вентилятора).

Рідина всередині міжлопасного каналу робочого колеса обертається разом з робочим колесом (тобто здійснює переносний рух). Окрім того, вона ще переміщується і відносно робочого колеса, рухаючись від центра колеса до його периферії (до того ж рідина або газ здійснює відносний рух). Відповідно розрізняють такі види швидкостей руху частинок рідини (газу) в робочому колесі відцентрової машини:

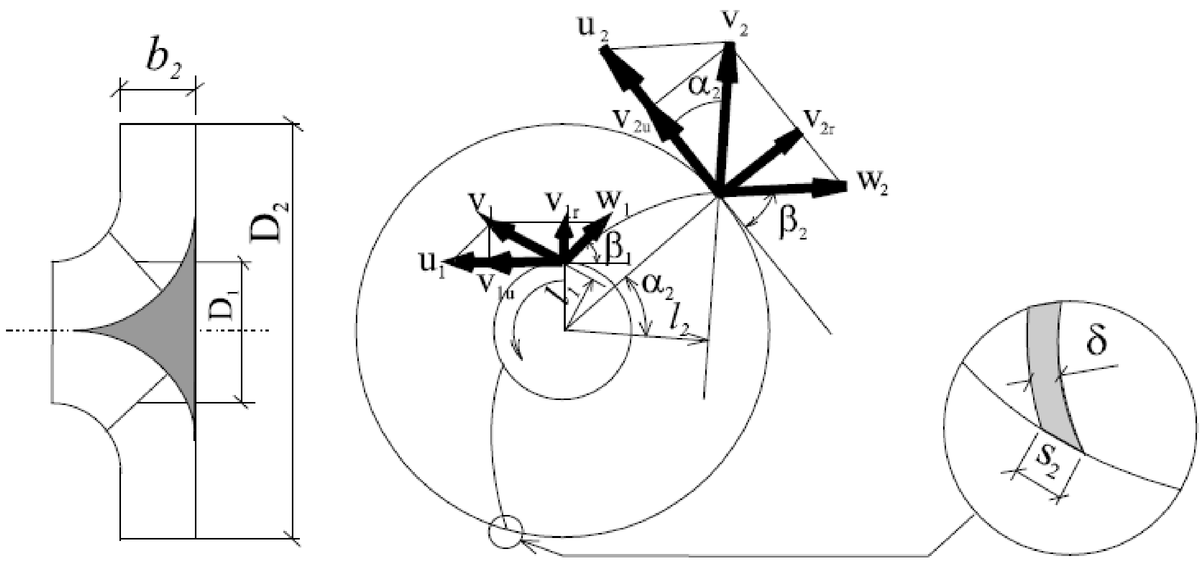
- швидкість переносного руху (окільна швидкість);
- швидкість відносного руху;
- швидкість абсолютного руху, яка є сумою векторів переносної та відносної швидкостей

$$(\bar{v} = \bar{u} + \bar{w}), \tag{1.8}$$

де u – швидкість переносного руху, м/с;
w – швидкість відносного руху, м/с;
v – швидкість абсолютного руху, м/с

Схема розподілу швидкостей на робочому колесі відцентрової машини наведена на рис. 1.1.

В основу теоретичного уявлення про сталий рух потоку рідини або газу через робоче колесо відцентрової машини покладено гіпотезу про дійсний рух. Згідно з цією гіпотезою, кожна частинка рідини або газу всередині міжлопасного каналу рухається за траєкторією, форма якої співпадає з кривою обрису лопатки. Але такий рух можливий тільки в тому випадку, коли міжлопасні канали будуть безкінечно тонкими, що відповідає безкінечно великій кількості безкінечно тонких лопаток. Зрозуміло, що практично це нездійсненно. Але, якщо міжлопасні канали мають велику довжину в порівнянні з їх поперечними розмірами, то, в цілому, траєкторія руху частинок рідини (газу) в таких каналах буде приблизно відповідати формі цих каналів (тобто формі лопаток). Це і є підставою для прийняття гіпотези про дійсний рух.



$v_{1,2u}$ – величина проекції абсолютної швидкості руху рідини на вході та на виході рідини; $\alpha_{1,2}$ – кут між напрямками абсолютної та відносної швидкостей на вході та на виході рідини; β_1, β_2 – робочий кут лопатки відповідно на вході та на виході рідини; $D_{1,2}$ – діаметри робочого колеса відповідно на вході та на виході рідини; S_2 – товщина лопатки в циліндричному перерізі, що розглядається; δ – товщина лопатки.

Рисунок 1.1 – Схема розподілу швидкостей на робочому колесі відцентрової машини

Швидкість переносного руху $\bar{u}$ завжди направлена по дотичній до кола, за яким обертається точка. Напрямок цієї швидкості співпадає з напрямком обертання. Для частинки рідини (газу), що знаходиться в міжлопасному каналі на відстані r від центра обертання, величина переносної (окільної) швидкості визначається за формулою:

$$u = \omega \cdot r = \frac{2\pi r n}{60}, \quad (1.9)$$

де ω – кутова швидкість колеса, м/с;
n – кількість обертів колеса за хвилину, об/2в..

За цією формулою, окільна швидкість руху частинки рідини буде зростати із її переміщенням від центра до периферії робочого колеса (тобто із збільшенням). При вході в робоче колесо ця швидкість дорівнює:

$$u_1 = \frac{2\pi n r_1}{60}, \quad (1.9)$$

а при виході:

$$u_2 = \frac{2\pi n r_2}{60}, \quad (1.10)$$

де r_1 і r_2 – радіуси робочого колеса відповідно на вході та на виході рідини, м.

Якщо прийняти гіпотезу про дійсний рух, то відносна швидкість руху рідини $\overline{w}$ завжди буде направлена по дотичній до поверхні лопатки в сторону виходу із робочого колеса. Величина цієї швидкості буде зменшуватися із переміщенням частинки рідини від центра до периферії робочого колеса. Це пояснюється збільшенням поперечного перерізу міжлопасних каналів.

Абсолютна швидкість руху частинки рідини визначається як сума двох векторів $\overline{u}$ і $\overline{w}$ за правилом паралелограма.

$\propto$ - кут між напрямками абсолютної та відносної швидкостей.

β – робочий кут лопатки. Це кут між вектором відносної швидкості та напрямком, протилежним переносній швидкості.

V_r – проекція абсолютної швидкості на напрямок радіусу:

$$V_r = V \cdot sin\alpha \ , \quad (1.11)$$

де V_u- проекція абсолютної швидкості на напрямок окільної швидкості:

$$V_u = V \cdot cos\alpha. \quad (1.12)$$

Із паралелограма швидкостей (рис. 1.1), проекція відносної швидкості на напрямок радіуса Wr дорівнює відповідній проекції абсолютної швидкості:

$$W_r = V_r = V \cdot sin\alpha\,. \quad (1.13)$$

1.2.2 Подача насоса

На основі рівняння суцільності потоку для циліндричного перерізу на виході із робочого колеса можна записати:

$$Q_{\text{теор.}\infty} = 2\pi r_2 b_2 V_{2r} = 2\pi r_2 b_2 V_2 sin \propto_2, \quad (1.14)$$

де b_2 – ширина робочого колеса (відстань між дисками див. рис. 1.1) на виході, м;

V_{2r} – проекція абсолютної швидкості на напрямок радіусу на виході, м/с;

r_2 – радіуси робочого колеса відповідно на виході та на виході рідини, м;

$\propto_2$ – кут між напрямками абсолютної та відносної швидкостей на виході, град.

Якщо врахувати, що деяку частину площі циліндричного перерізу на виході з колеса займають лопатки, то ця формула набедее такого вигляду:

$$Q'_{\text{теор}} = \psi_2 \pi d_2 b_2 V_{2r}, \quad (1.15)$$

де ψ_2 – коефіцієнт стиснення потоку лопатками на виході із робочого колеса;

d_2 – зовнішній діаметр робочого колеса.

$$\psi_2 = \frac{\pi d_2 b_2 - z b_2 s_2}{\pi d_2 b_2} = 1 - \frac{z s_2}{\pi d_2 b_2}, \quad (1.16)$$

де z – кількість лопаток;

δ_2- товщина лопатки на виході із робочого колеса;

$s_2 = \delta_2 / sin\beta_2$ – товщина лопатки в циліндричному перерізі, що розглядається;

β_2- робочий кут лопатки на виході із колеса.

Для більшості насосів ψ_2 знаходиться в межах 0,90 – 0,95.

Фактична подача насоса завжди буде меншою за теоретичну через наявність перетікання рідини всередині насоса. Тому подача насоса визначається за виразом:

$$Q_{\text{факт}} = Q'_{\text{теор}} \cdot \eta_{\text{об}}, \quad (1.17)$$

де $\eta_{\text{об}}$ – обємний коефіцієнт корисної дії насоса.

1.2.3Головне рівняння відцентрового насоса. Теоретичний напір

Головне рівняння відцентрового насоса дає можливість визначити теоретичний напір насоса в залежності від кінематичних параметрів руху рідини через робоче колесо насоса.

При виведенні рівняння припускається, що рух рідини відбувається без гідравлічних втрат (тобто рідина ідеальна) і що рух рідини - струменевий.

Скористаємося теоремою про змінення моменту кількості руху, яку для сталого потоку рідини можна сформулювати так: змінення моменту кількості руху маси рідини, яка протікає за одиницю часу, під час переходу від одного перерізу до іншого, дорівнює моменту всіх зовнішніх сил, прикладених до потоку між цими перерізами. Застосуємо цю теорему щодо циліндричних перерізів на вході і виході із робочого колеса насоса.

Момент кількості руху маси рідини, яка проходить за одну секунду через циліндричний переріз на вході в робоче колесо, дорівнює:

$$\text{М}_1 = \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot V_1 \cdot l_1, \tag{1.18}$$

де V_1 - абсолютна швидкість руху рідини на вході в робоче колесо насоса;
l_1 - плече вектора V_1 відносно осі обертання робочого колеса (рис. 1.1).

Момент кількості руху маси рідини, яка проходить за одну секунду через циліндричний переріз на виході із робочого колеса, дорівнює:

$$\text{М}_2 = \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot V_2 \cdot l_2, \tag{1.19}$$

де V_2 і l_2 - величини аналогічні величинам V_1 і l_1 , тільки взяті для рідини на виході із робочого колеса.

За теоремою, зміна моменту кількості руху маси рідини між цими двома перерізами дорівнює моменту зовнішніх сил, прикладених до потоку між цими перерізами:

$$\text{М} = \text{М}_2 - \text{М}_1 = \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot (V_2 l_2 - V_1 l_1), \tag{1.20}$$

За рис. 1.1

$$l_2 = r_2 cos\alpha_2, \tag{1.21}$$

Та

$$l_1 = r_1 cos\alpha_1, \tag{1.22}$$

Тоді

$$\text{M} = \rho \cdot Q_{\text{теор}}{}^{\cdot}(V_2 r_2 cos\alpha_2 - V_1 r_1 cos\alpha_1), \qquad (1.23)$$

Помноживши обидві частини цього рівняння на кутову швидкість ω, отримаємо:

$$\text{M}\omega = \rho \cdot Q_{\text{теор}}{}^{\cdot}(V_2 \cdot r_2 \cdot \omega \cdot cos\alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \omega \cdot cos\alpha_1) = \\ = \rho \cdot Q_{\text{теор}}{}^{\cdot}(u_2 V_2 - u_1 V_1), \qquad (1.24)$$

де Мω – це потужність, витрачена на передачу енергії рідини, Вт.

Відомо, що ця потужність дорівнює:

$$\text{M}\omega = \text{H}_{\text{теор}\infty} \cdot Q_{\text{теор}} \rho \cdot \text{g}, \qquad (1.25)$$

Тоді

$$\text{H}_{\text{теор}\infty} \cdot Q_{\text{теор}} \rho \cdot \text{g} = \rho \cdot Q_{\text{теор}}{}^{\cdot}(u_2 V_{2u} - u_1 V_{1u}), \qquad (1.26)$$

$$\text{H}_{\text{теор}\infty} = \frac{u_2 V_{2u} - u_1 V_{1u}}{\text{g}} \qquad (1.27)$$

Ця залежність була відкрита в середині XVIII століття Леонардом Ейлером і називається ***рівнянням Ейлера,*** або ***головним рівнянням лопасного насоса.***

Аналіз цього рівняння показує, що підвищити напір насоса можна різними способами:

- за допомогою збільшення окружної швидкості на виході із колеса, для цього потрібно збільшувати кількість обертів і зовнішній діаметр робочого колеса;
- за допомогою зменшення кута a_2. Одночасно величина проекції абсолютної швидкості руху рідини (газу) на напрямок окружної $V_{2u} = V_2 cos \propto_2$ буде збільшуватися. Теоретично максимальним значення $V_{2u} = V_2$ буде при куті $\propto_2 = 0$ (cos 0 = 1), але при цьому подача машини буде дорівнювати нулю (при $\propto_2 = 0$, sin 0 = 0). Тому під час конструювання відцентрових машин найчастіше приймають $\propto_2 = 8 - 12°$;
- при незмінних параметрах потоку на виході із робочого колеса напір відцентрової машини можна підвищити шляхом зменшення добутку $u_1 V_{1u}$. Величину u_1 зменшувати немає сенсу, тому що одночасно ще більше зменшиться величина u_2. Тому при конструюванні насосів (вентиляторів)

намагаються зменшити величину $V_{1u}=V_1\cos\alpha_1$. Якщо рідина входить в робоче колесо в радіальному напрямку (тобто кут $\alpha_1 = 90°$), то $V_{1u} = 0$.

Конструкції відцентрових машин і створюються так, щоб при розрахунковій подачі насоса (вентилятора) забезпечувався радіальний вхід рідини (газу) в робоче колесо. У такому випадку рідина (газ) підводиться до робочого колеса без попереднього закручування. До того ж головне рівняння відцентрової машини набуває такого вигляду:

$$H_{\text{теор}\infty} = \frac{u_2 V_2 cos\alpha_2}{g} = \frac{u_2 V_{2u}}{g} \qquad (1.28)$$

Під час конструювання відцентрових насосів намагаються також додержуватися рівності швидкостей $V_{1r} = V_{2r}$.