

# Нагнітачі та теплові ДВИГУНИ

доктор технічних наук, доцент, академік Європейської науково-освітньої академії  
Завідуючий кафедрою теплоенергетики та гідроенергетики ЗНУ  
Чейлитко Андрій Олександрович  
[cheilytko@i.ua](mailto:cheilytko@i.ua)

# Лекція 2

# Відцентрові насоси та вентилятори

доктор технічних наук, доцент, академік Європейської науково-освітньої академії

Завідуючий кафедрою теплоенергетики та гідроенергетики ЗНУ

Чейлитко Андрій Олександрович

[cheilytko@i.ua](mailto:cheilytko@i.ua)

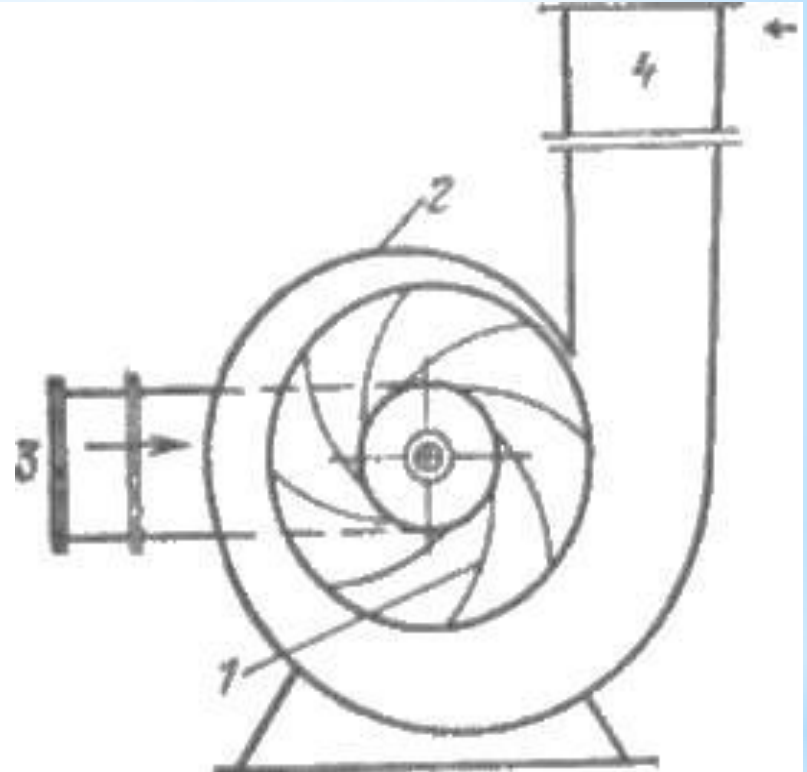
# План лекції

1. Спосіб дії Рівняння Ейлера;
2. Теоретичний і дійсний напір, що розвивається робочим колесом;
3. Рівняння енергії потоку в робочому колесі машини;
4. Вплив кута  $\beta_2$  на напір, що розвивається відцентровою машиною;
5. Течія в міжлопатневих каналах;
6. Основні розміри робочого колеса.

# Рекомендована додаткова література

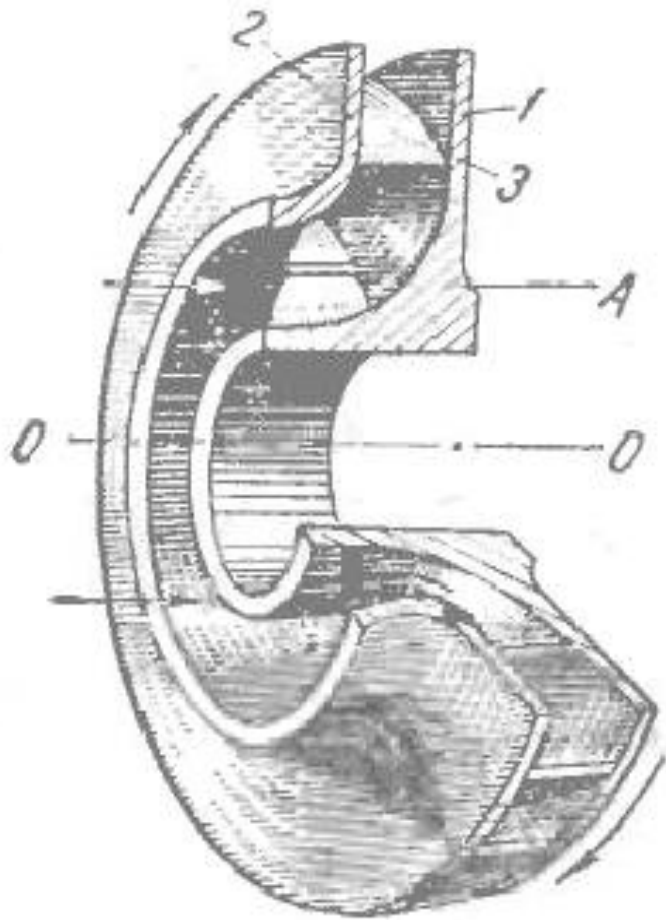
1. Нагнітачі та теплові двигуни. Навчально-методичний посібник по курсу: «Нагнітачі та теплові двигуни» для студентів ЗДІА напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» /Укл.: Ільїн С.В. - Запоріжжя, 2016. - 220 с.
2. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский - М: Энергия, 1977. - 416 с

# \* Відцентровані насоси



- 1 - Робочі лопаті,
- 2- корпус
- 3 - прийомний отвір
- 4-напірний трубопровід.

# Робоче колесо



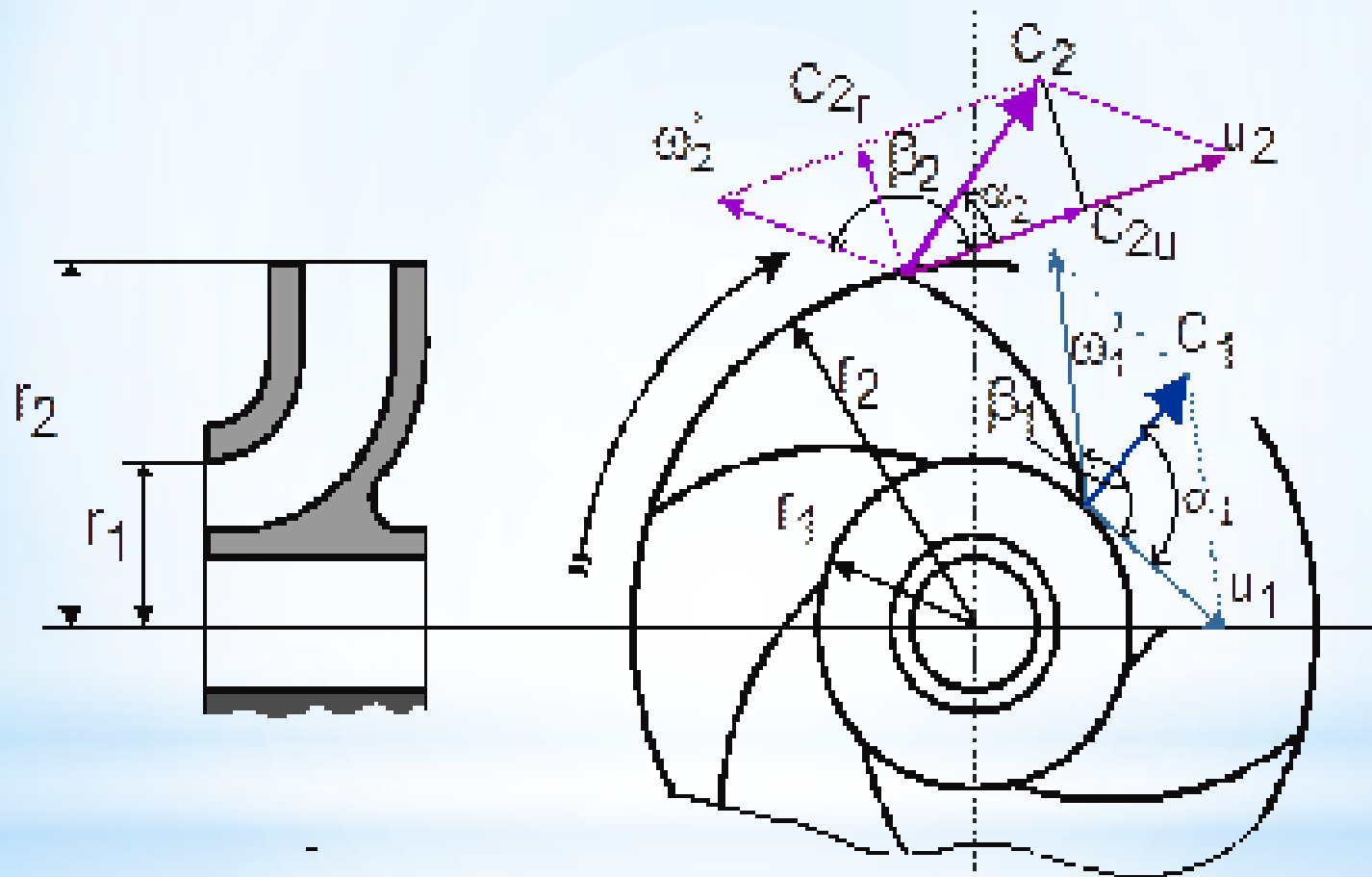
- 1 - основний (фасоновий) диск
- 2 - покриваючий (передній) диск
- 3 - лопаті

Рівняння Бернуллі:

$$\frac{p}{\rho} + gz + \frac{w^2}{2} - R^2 \frac{w^2}{2} = const.$$

$$p = p_2 - p_1 = \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2) + \frac{\rho}{2} (u_1^2 - u_2^2)$$

# Розрізи колеса відцентрової машини



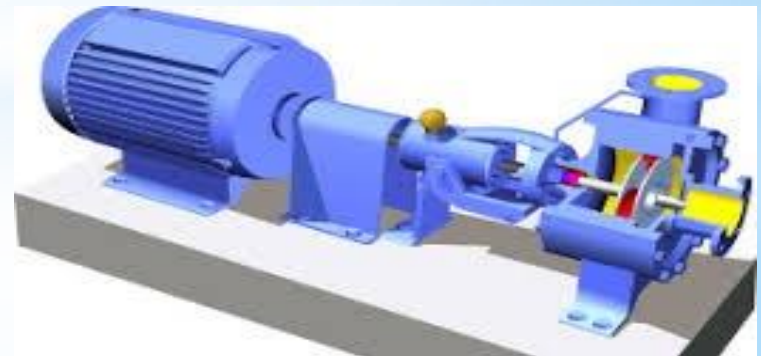
$c$  - абсолютна швидкість =

$u$  - окружна швидкість +  $w$  - відносна (радіальна) швидкість

# Кінематична структура потоку

Введемо наступні припущення:

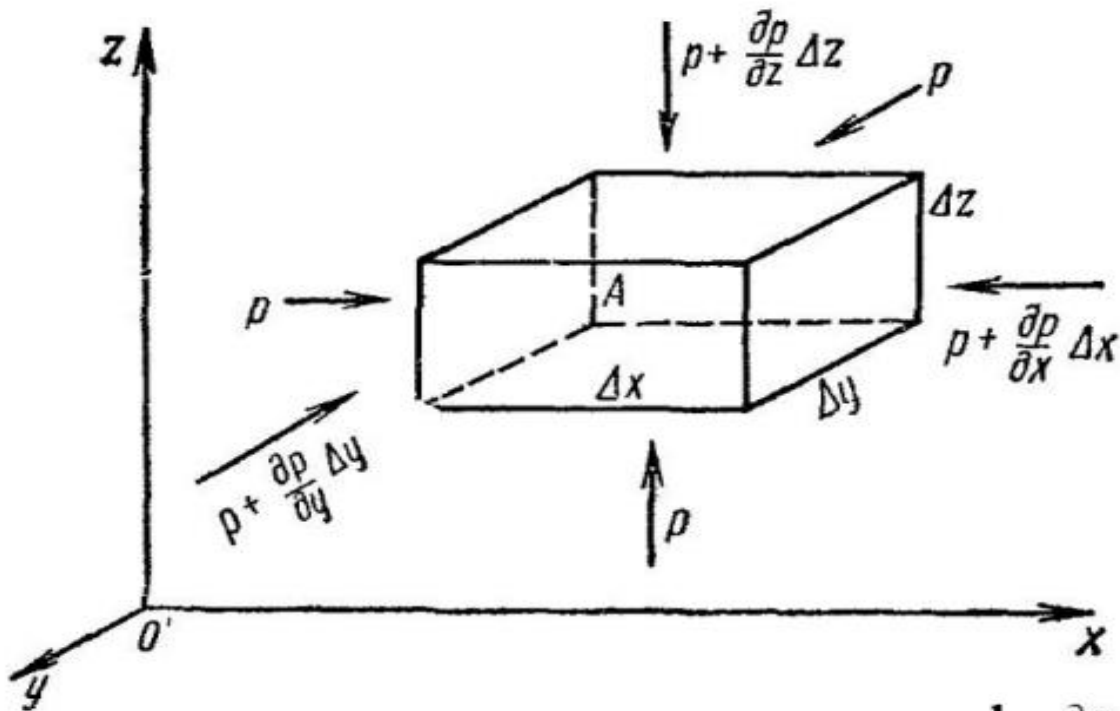
- \* 1) потік має струминну структуру, тобто складається з безлічі струменів, які повторюють геометричну форму лопаті;
- \* 2) має місце осьова симетрія потоку, тобто всі струмені, складові потоку, абсолютно однакові геометрично та кінематично;
- \* 3) потік є плоским, тобто градієнт швидкості уздовж осі, паралельної геометричній осі машини, відсутній.





# Рівняння Ейлера

$$a_x = dv_x/dt.$$



$$X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z}$$

$$Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z}$$

$$Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z}$$

# Основні рівняння відцентрової машини

Потужність, що передається потоку в міжлопатневих каналах

$$N_{T\infty} = M_{T\infty} \omega = \rho Q (R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u}) \omega$$

Натиск

$$H_{T\infty} = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) / g$$



# Натиск потоку

З паралелограмів на вході і виході слідує

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_{1u};$$

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2c_{2u};$$

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

# Дійсний натиск

$$H = \eta_{\Gamma} \mu H_{T\infty}$$

Для сучасних відцентрових машин  $\eta_2 = 0,80 \div 0,96$ .

З ряду співвідношень для визначення поправочного коефіцієнта часто користуються формулою чеського професора Стодоли

$$\mu = 1 - \frac{u_2}{c_{2u\infty}} \frac{\pi}{z} \sin \beta_2,$$

де  $z$  - кількість лопатей робочого колеса насоса.

Формула Стодоли дає задовільні практичні результати. В орієнтовних розрахунках приймається  $\mu \approx 0,8$ .

# Рівняння енергії потоку в робочому колесі машини

Умова збереження енергії газового потоку в робочому колесі відцентрової машини можна записати у вигляді

$$c_p T_1 + \frac{c_1^2}{2} + L_T - q = c_p T_2 + \frac{c_2^2}{2}$$

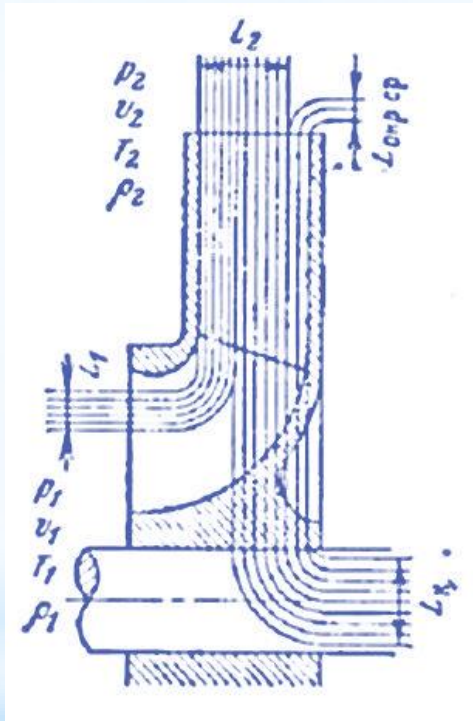
$$\text{де } L_{T\infty} = u_2 c_{2u}$$



$$\begin{aligned} \mu(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) &= \\ &= C_p(T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + q \end{aligned}$$

\* Загальний баланс енергії

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + \mu L_T = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + gh$$



$$\begin{aligned} \mu(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) &= \\ &= \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + gh \end{aligned}$$

\* **Баланс енергії**  
**відцентрованого насосу**

# Вплив кута $\beta_2$ на натиск

$$u_2 - c_{2u} = c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

звідки

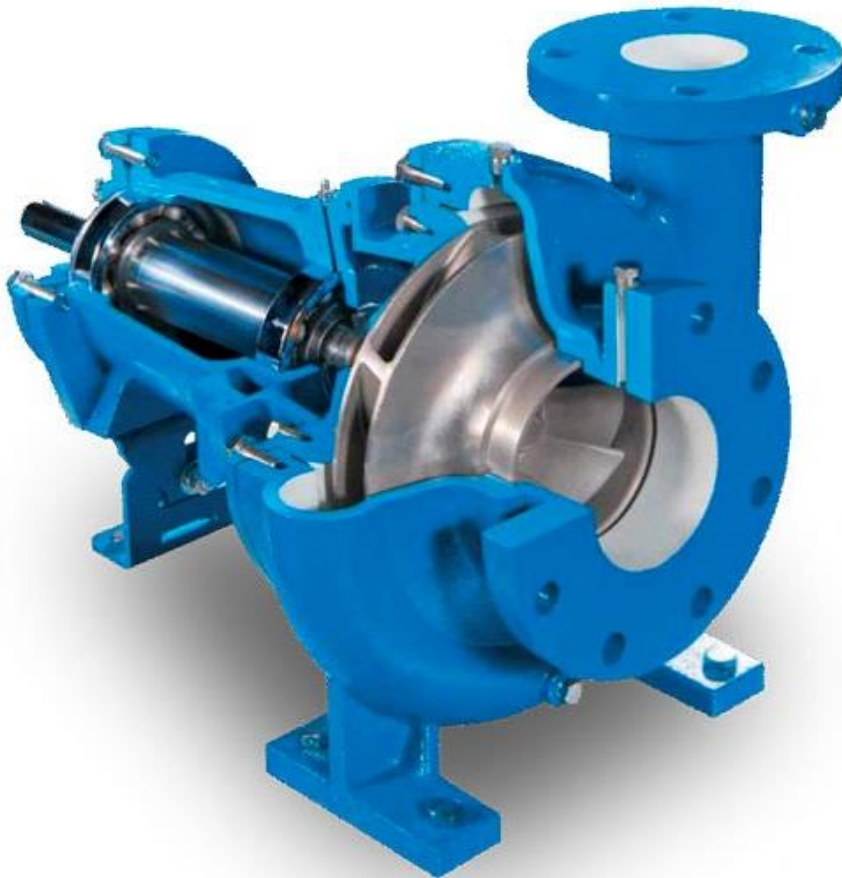
$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

де  $c_{2r}$  - радіальна складова абсолютної швидкості на виході;

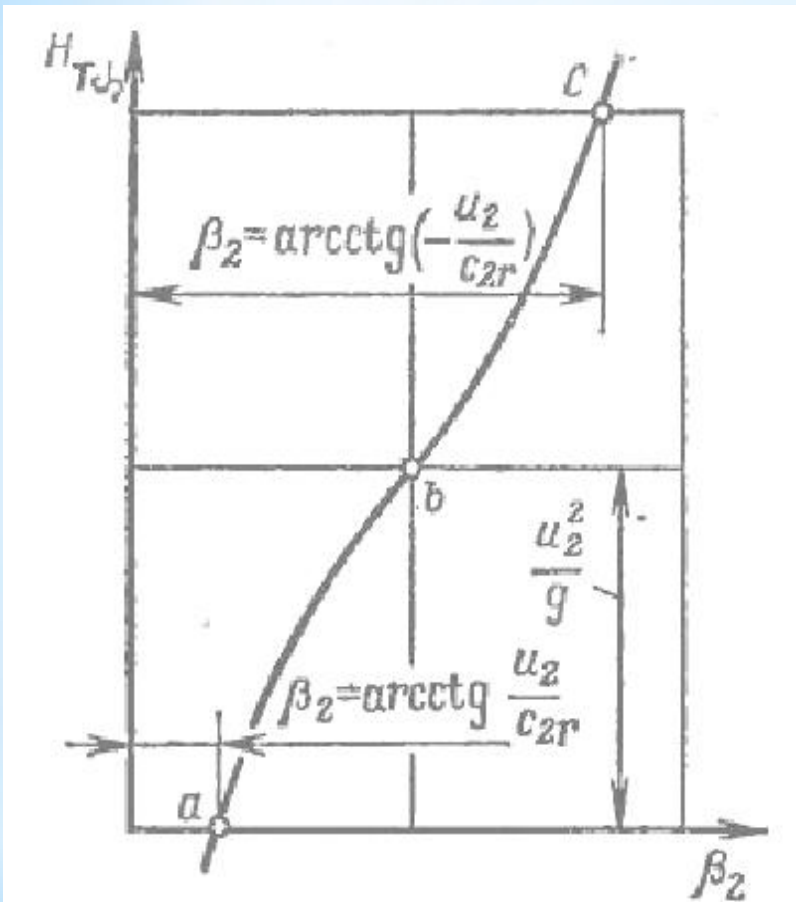
$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - u_2 c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2}{g},$$

чи

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 c_{2r}}{g} \operatorname{ctg} \beta_2$$







Якщо ввести позначення

$$\frac{u_2^2}{g} = A$$

$$\frac{u_2 c_{2r}}{g} = B,$$

то теоретичний натиск визначиться формулою

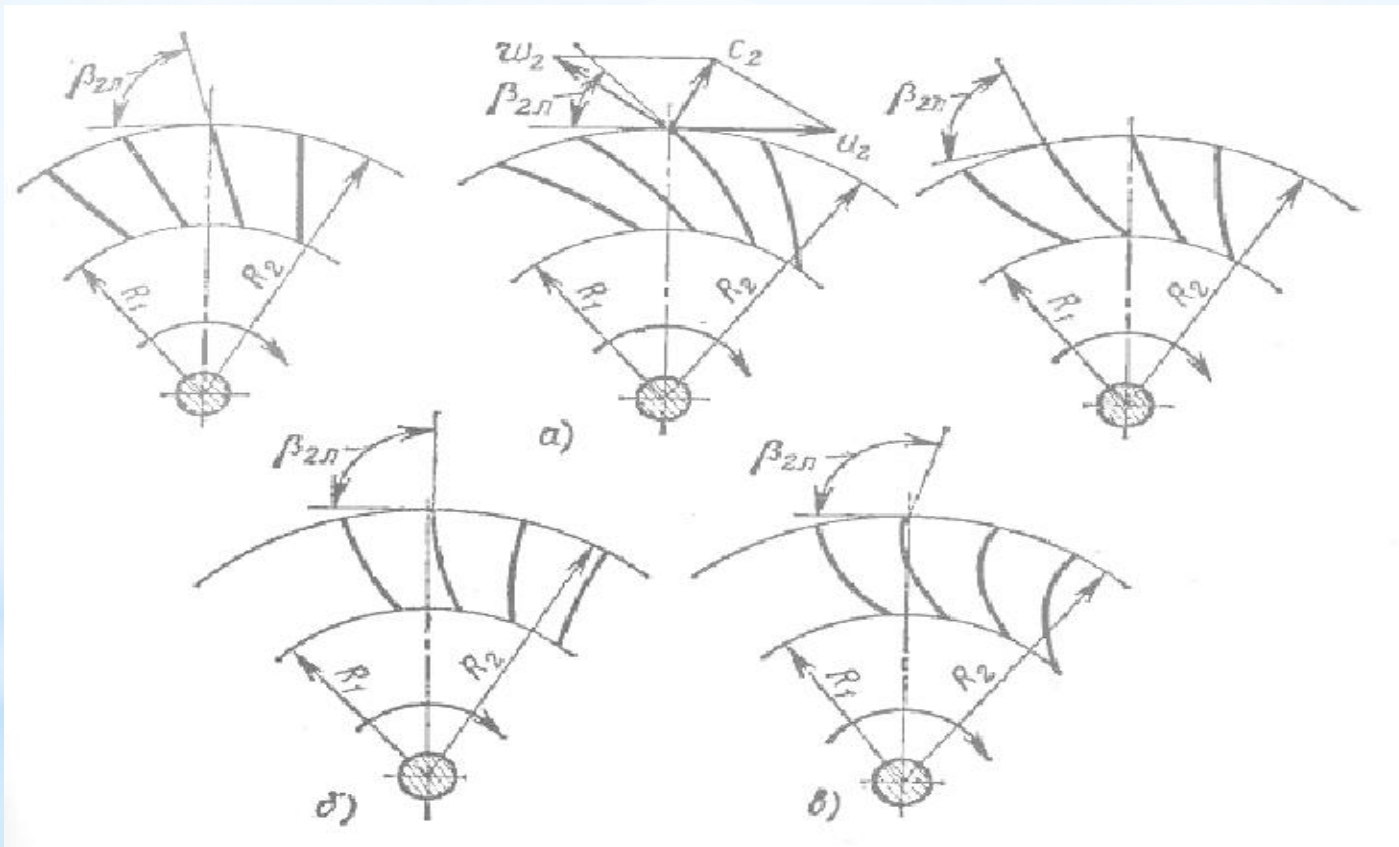
$$H_{T\infty} = A - B \operatorname{ctg} \beta_2.$$

$\beta_2 =$	0	90°	180°
$H_{T\infty} =$	$-\infty$	$u_2^2/g$	$+\infty$

# Графік залежності

$$H_{T\infty} = A - B \operatorname{ctg} \beta_2$$

# Типи робочих лопатей відцентрової машини



а – лопатки відігнуті назад; б – лопатки радіальні;  
в – лопатки відігнуті вперед

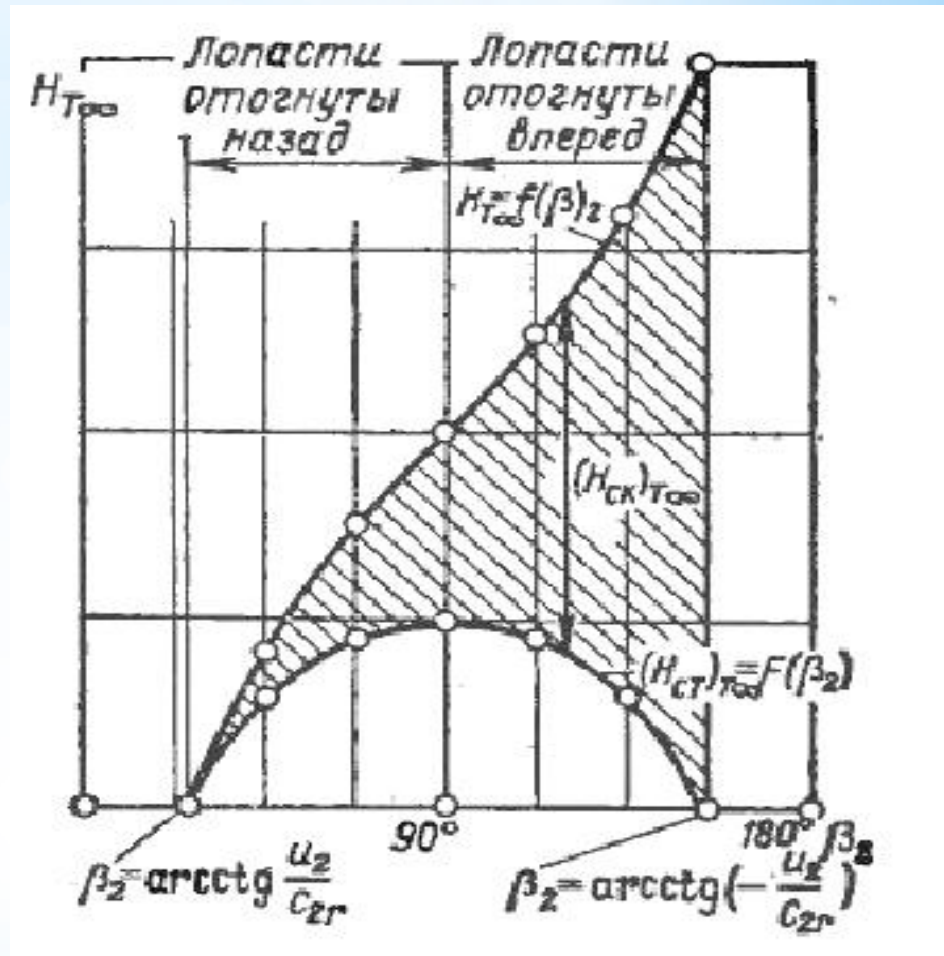
Статичний натиск

$$(H_{CT})_{T\infty} = \frac{u_2^2 - (c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2)^2}{2g}$$

Максимум  $(H_{cm})_m$  буде при  $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$  (або  $\beta_2 = 90^\circ$ ).

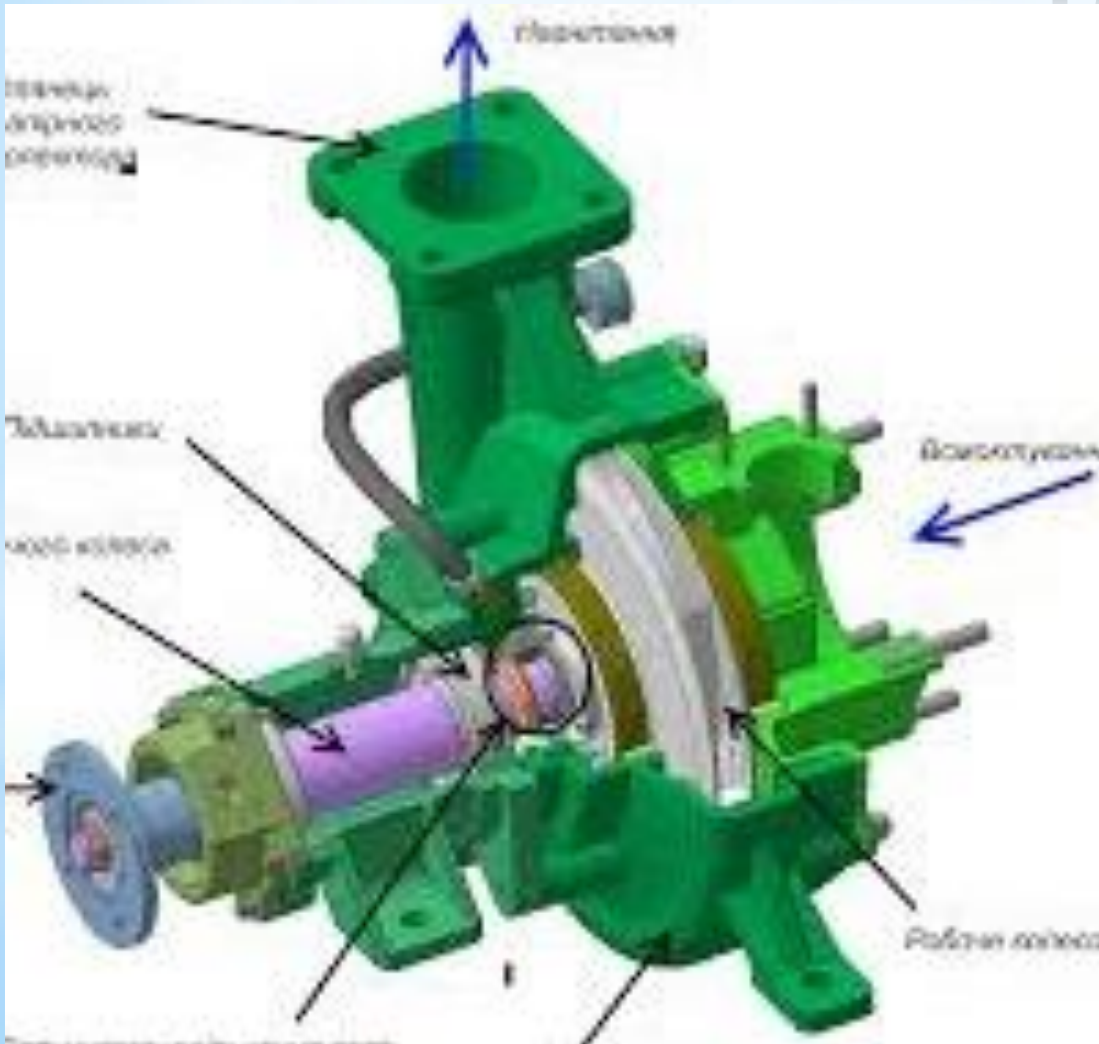
$$\beta_2 = \operatorname{arcctg} \left( -\frac{u_2}{c_{2r}} \right)$$

$$\beta_2 = \operatorname{arcctg} \frac{u_2}{c_{2r}}$$



Графіки  $H_{T\infty} = f(\beta_2)$  та  $(H_{CT})_{T\infty} = f(\beta_2)$

# \* Ступінь реактивності



$$\rho = \frac{(H_{CT})_{T\infty}}{H_{T\infty}}$$

$$\rho = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right)$$

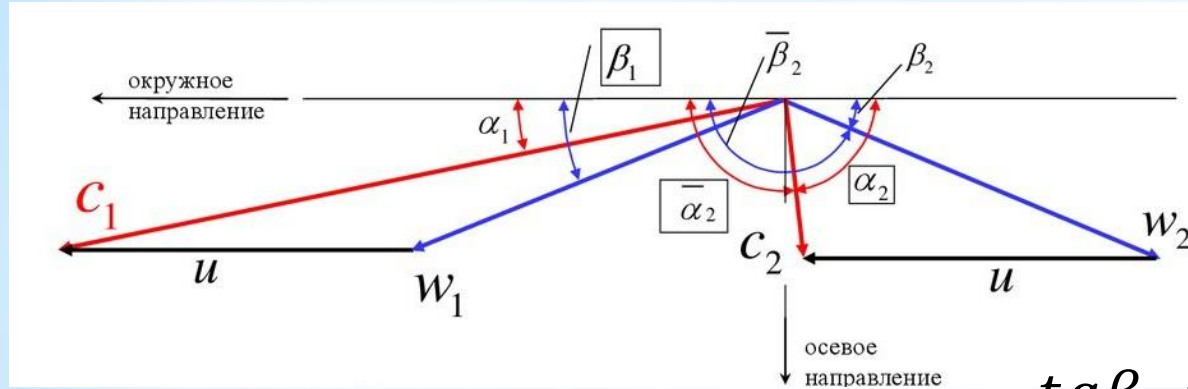
# Таким чином, ступінь реактивності характеризує конструктивний тип лопатей машини з боку розвиваємого ними статичного напору

Лопаті з малим ступенем реактивності в основному розвивають швидкісний напір і, отже, мають високі вихідні швидкості. Для перетворення швидкісного напору в статичний машини з такими лопатками забезпечуються дифузійними пристроями, що володіють низьким ККД.

Тому ККД машини з малим ступенем реактивності звичайно нижче ККД машини, що володіє великим ступенем реактивності.

Відцентрові вентилятори мають всі три типи лопаток. Відцентрові компресори зазвичай мають лопатки, відігнуті назад.

# \* Основні розміри робочого колеса



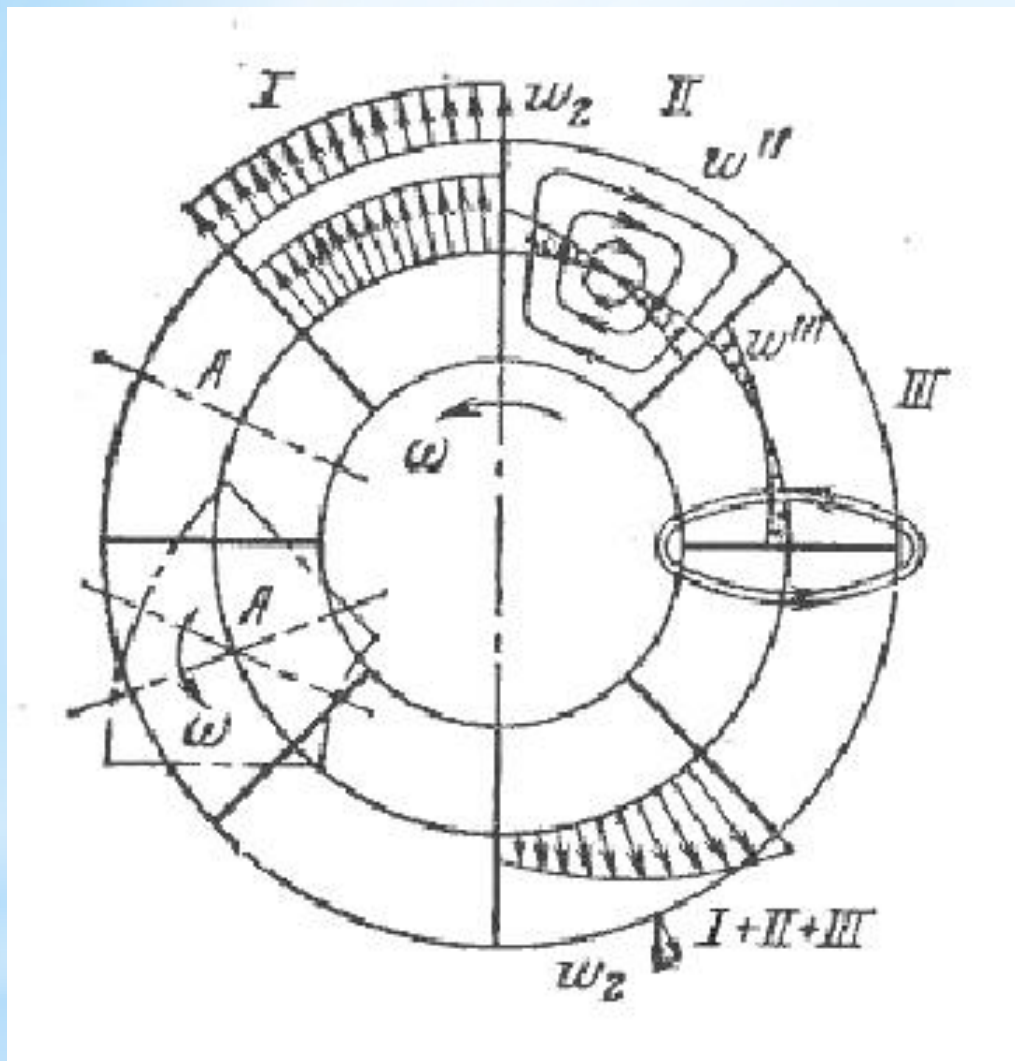
$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1r}}{u_1 - c_{1u}} \approx \frac{c_{1r}}{u_1}.$$

За умовою нерозривності  $c_{1r} = Q / \pi D_1 \mu_1 b_1$ , де  $\mu_1$  - коефіцієнт заповнення перерізу активним потоком (з урахуванням товщини лопатей),  
 $\mu_1 = 0,86 \div 0,95$ ,

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{Q}{\pi D_1 b_1 \mu_1 u_1}.$$

\* Для машини з певними розмірами і формою лопаток  $u_1$  і  $c_{1u}$  пропорційні частоті обертання  $n$  і тому останнє рівність може бути до виду  $\text{tg} \beta_1 = Q/an$ , де  $a$  - коефіцієнт пропорційності. Отже, кут  $\beta_1$  зменшується при збільшенні частоти обертання робочого колеса, а при зростанні подачі - збільшується.

\* Таким чином, при постійному значенні лопастного кута  $\beta_{1л}$  існує різниця кутів  $i = \beta_{1л} - \beta_1$ , звана кутом атаки. Від розміру цього кута залежать втрати енергії в робочому колесі. Оптимальний кут атаки робочих коліс з лопатями, сильно вітогнутими назад, становить -  $3 \div +5^\circ$ . Для лопаток, сильно вітогнутих вперед, оптимальний кут атаки значно більше.



- \* I - рух в нерухомій решітці;
- \* II - вихровий рух в меж лопатних каналах;
- \* III - циркуляційний рух навколо профілів.

Відносні рухи в межлопатних каналах



\* Дякую за увагу!

Лекцію підготував  
доктор технічних наук, доцент, академік Європейської науково-освітньої академії,  
Чейлитко Андрій Олександрович  
[cheilytko@i.ua](mailto:cheilytko@i.ua)