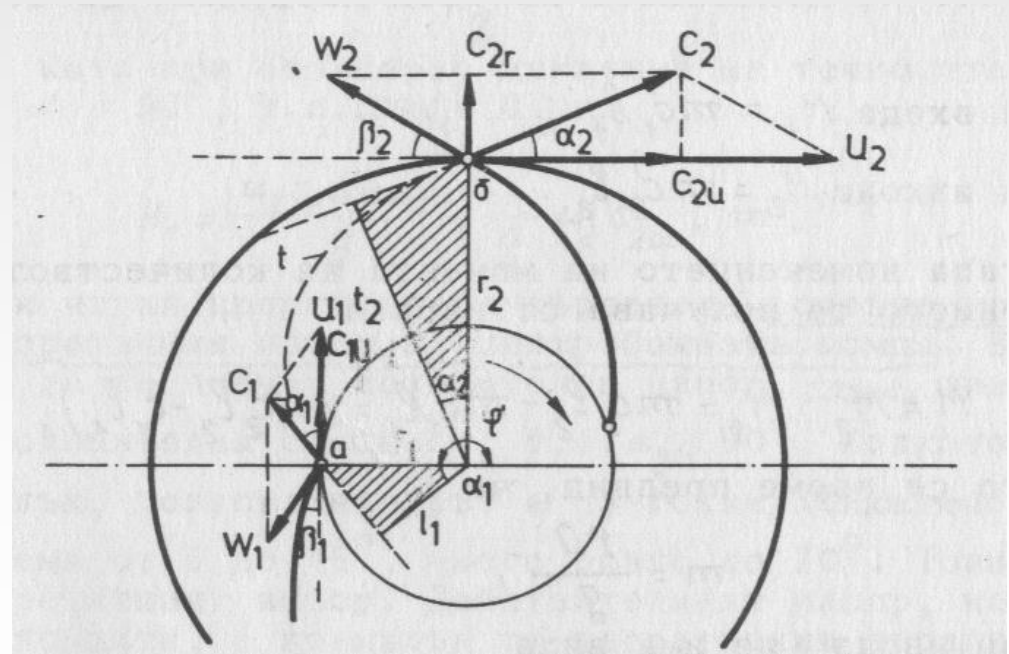

Въпрос 4

Основно уравнение на центробежната помпа

1) Основни предпоставки

- Основното уравнение на центробежна помпа се извежда при следните предпоставки (идеални условия):
 - 1) Движението е установено (стационарно)
 - 2) Липсват (пренебрегват се) хидравличните загуби
 - 3) Работното колело има безброй лопатки
- 2) и 3) позволяват да се приеме, че протичащият поток се състои от безброй струйки, формата на които съответства на формата на канала между лопатките, а скоростта във всички точки с определен радиус, е еднаква.



1) Основни предпоставки

- Основното уравнение представлява израз относно теоретичния напор H_T .
- Предаването на мощността на вала на центробежната помпа чрез лопатките на работното колело на потока е основано на теоремата за момента на количеството на движение.
- Мощността на вала на помпата: $N = M \cdot \omega$, [N.m/s]
- M – момент на външните сили или момент на вала [N.m]
 - Мощността, предадена на вала, изцяло се предава на водния поток
- ω – ъглова скорост на въртене [s]
- Мощността на водния поток: $N = \gamma \cdot Q \cdot H_T$, [N.m/s]
- Тогава: $N = M \cdot \omega = \gamma \cdot Q \cdot H_T$

$$\longrightarrow H_T = \frac{M \cdot \omega}{\gamma \cdot Q}$$

1) Основни предпоставки

- Относно M прилагаме дефиницията:
- Изменението на момента на количеството на движение на масата на течност, протичаща за 1 s между две сечения в работното колело е равно на момента на външните сили, приложени между тези две сечения. Тогава заместваем момента на външните сили – M с изменението на момента на количеството на движение
- $M = M_2 - M_1$
- M – момент на външните сили (на вала на помпата)
- M_1 – момент на количеството на движение на входа на работното колело, [N.m]
- M_2 – момент на количеството на движение на изхода на работното колело, [N.m]

2) Основно уравнение

$$\begin{cases} M_1 = m \cdot c_1 \cdot l_1 \\ M_2 = m \cdot c_2 \cdot l_2 \end{cases}$$

$$m = \rho \cdot Q = \frac{\gamma}{g} \cdot Q; \quad m - \text{масов дебит}; Q - \text{обем дебит}$$

$$\begin{cases} m = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \\ l_1 = r_1 \cdot \cos \alpha_1; \quad l_2 = r_2 \cdot \cos \alpha_2 \end{cases}$$

Тогава :

$$\begin{aligned} H_T &= \frac{M \cdot \omega}{\gamma \cdot Q} = \frac{(M_1 - M_2) \cdot \omega}{\gamma \cdot Q} = \frac{m \cdot (c_2 \cdot \omega \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 - c_1 \cdot \omega \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1)}{\gamma \cdot Q} = \\ &= \frac{\gamma \cdot Q}{g \cdot \gamma \cdot Q} \cdot (c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot u_2 - c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot u_1) = \frac{c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}{g} \end{aligned}$$

2) Основно уравнение

$$\Rightarrow H_T = \frac{u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}}{g} - \text{основно уравнение на центробежна помпа}$$

$$H_T = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} - \text{основно уравнение при безударно влизане: } c_{1u} = 0, \alpha_1 = 90^\circ$$

- В уравненията се налагат корекции за:
 - 1) наличие на краен брой лопатки – коефициент k_z
 - 2) наличие на хидравлични (напорни) загуби – коефициент η_H
- Тогава:

$$H = k_z \cdot \eta_H \cdot H_T - \text{действителен напор}$$

2) Основно уравнение



- При краен брой лопатки:
- 1) потокът се отлепва от лопатката и вследствие намаляване на живото сечение c_r нараства, при което се получават загуби
- 2) в сечение, отстоящо на произволен радиус в работното колело, скоростите не са еднакви, а нарастват между лопатките по посоката на въртене – получава се загуба на напор

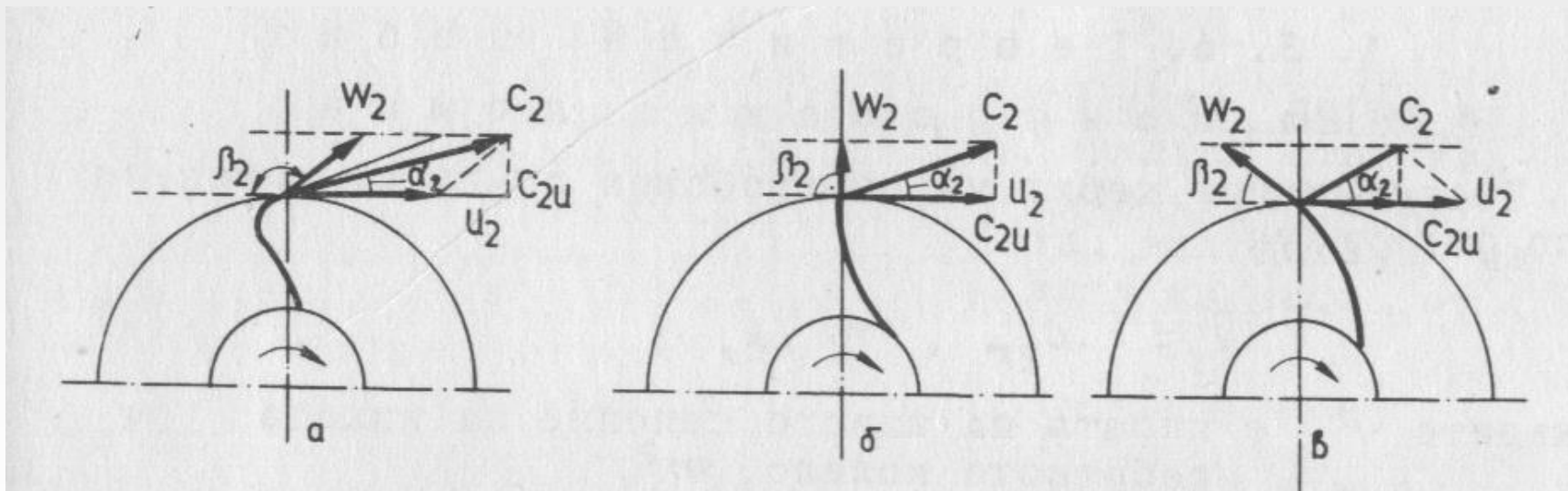
3) Видове лопатки на работното колело

- Същественият елемент, по който се отличават лопатките на центробежните помпи, е ъгълът β .
- Ъгълът β при първия елемент на лопатката (при r_1), т.е. β_1 се избира, така че да осигури безударно влизане. Това е възможно при $\alpha_1=90^\circ$. Поради това винаги $\beta_1 < 90^\circ$
- При това положение основното уравнение на центробежна помпа е:

$$H_T = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} - \text{основно уравнение при безударно влизане: } c_{1u} = 0, \alpha_1 = 90^\circ$$

3) Видове лопатки на работното колело

- При изхода лопатките могат да бъдат извити различно:
- 1) напред $\beta_2 > 90^\circ$
- 2) радиално (меридиално) $\beta_2 = 90^\circ$
- 3) назад $\beta_2 < 90^\circ$



3) Видове лопатки на работното колело

- Изменението на β_2 води до изменение на c_{2u} :
- При лопатки, извити напред $\beta_2 > 90^\circ$, $c_{2u} > u_2$ и:

$$H_T > \frac{u_2^2}{g}$$

- При лопатки, насочени радиално $\beta_2 = 90^\circ$ и:

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

- При лопатки, извити назад $\beta_2 < 90^\circ$, $c_{2u} < u_2$ и:

$$H_T < \frac{u_2^2}{g}$$

3) Видове лопатки на работното колело

- Извитите напред лопатки създават максимален напор, а извитите назад – минимален
- Увеличението на напора (първия случай) изглежда изгодно, но в действителност се оказва, че това не е така. Извитите напред лопатки придават на водата много големи скорости. Преобразуването на тази скоростна енергия в напор в направляващия апарат, дифузъора или спиралната камера е свързано с големи напорни загуби, които намаляват КПД-то на помпата. Също така Q-H на помпата има такава форма, при която работата на помпата лесно минава в неустойчива област.
- Предпочитат се лопатки извити назад, т.е. $\beta_2 < 90^\circ$. Обикновено $\beta_2 = 14-40^\circ$. Но рядко $\beta_2 > 30^\circ$.