

Közl. mérn. Kar

Járműgépészeti Intézet

ELŐADÁS VÁZLATOK

Hő és Áramlástechnikából

[Centrifugális és axiális kompresszorok
Axiális és radiális (centripetális) turbinák]

Készítette:

Dr. Pásztor Endre

Aero és Terméstechnika tisz.

1. Centrifugális kompresszorok

1.1. Felhasználási terület, osztályozás

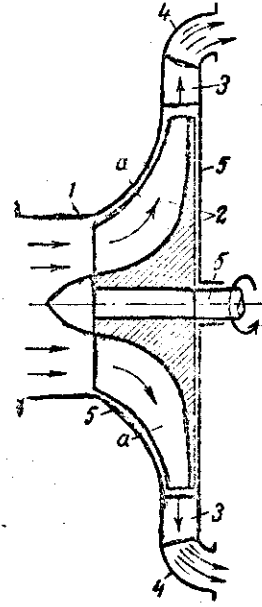
Felhasználási terület

- Turbóöltők
- Gázturbinák
- Ipari sűrített levegő termelés

Osztályozás, fő szerkezeti részek

Fő szerkezeti részek

- Beáramló csatorna (1)
- Játékok (2)
- Állólapátok (3)
- Gyűjtőcsatorna (4)



Osztályozás

A járókerekek szempontjából

Lapátosztás szerint

Előrehajló



Radialis

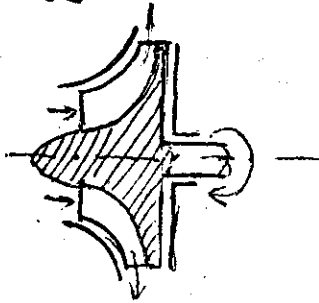


Hátrahajló

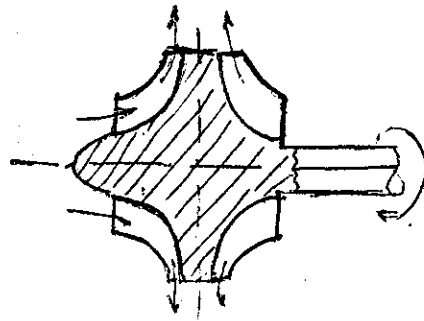


Beömlés szerint

Egyoldali beömlésű



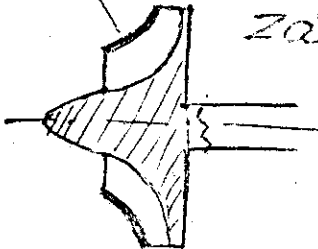
kétoldali beöml.



A járókerek kialakítása szerint

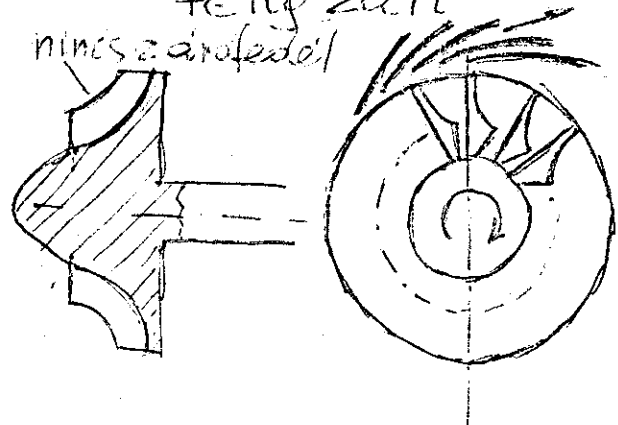
zártfedél

zajt

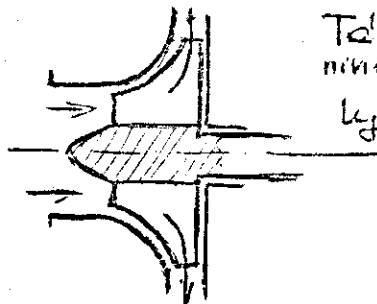


Felül zárt

nincs zártfedél



Nyitott



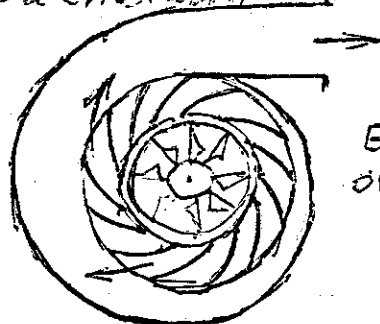
Talosa lejjebb
nincs, csak a tengelyen vannak lapátok

Az állólapátok és gyűjtőház kialakítása szerint

Van állólapát (lapátos diffúzor)

Nincs állólapát (lapát nélküli)

Egy, vagy több-kiömlésű gyűjtőház (csigaház)

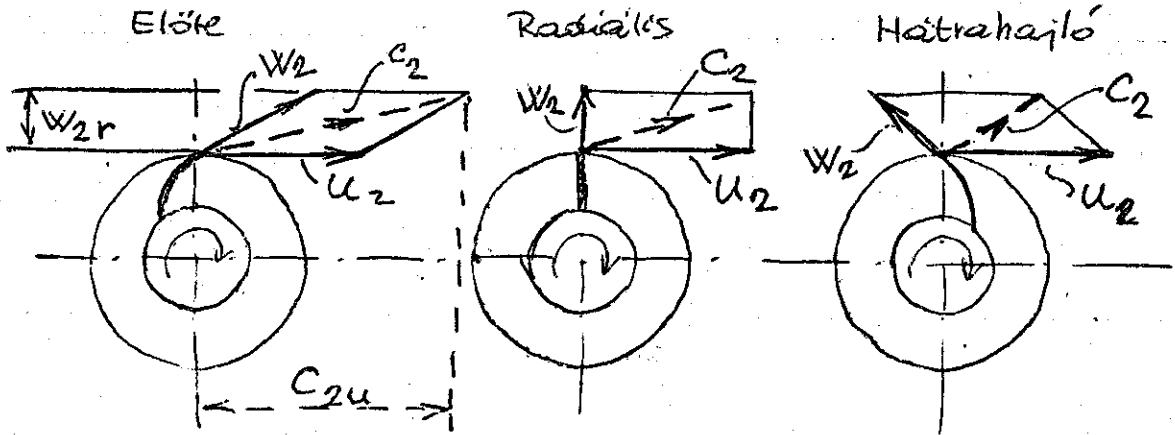


Egy-kiömlésű

1.2 Az előre radialis és hátrahajló kerekek összehasonlítása

Feltételek: $u_2 = a_{11}$, $w_{2r} = a_{11}$

$\bar{w} + \bar{u} = \bar{c}$



W_k nagy
 η_k rossz

W_k közepes
 η_k —

W_k kicsi
 η_k jó

Szilárdság rossz
nyomásviszony nagy
 $\xi > 1$

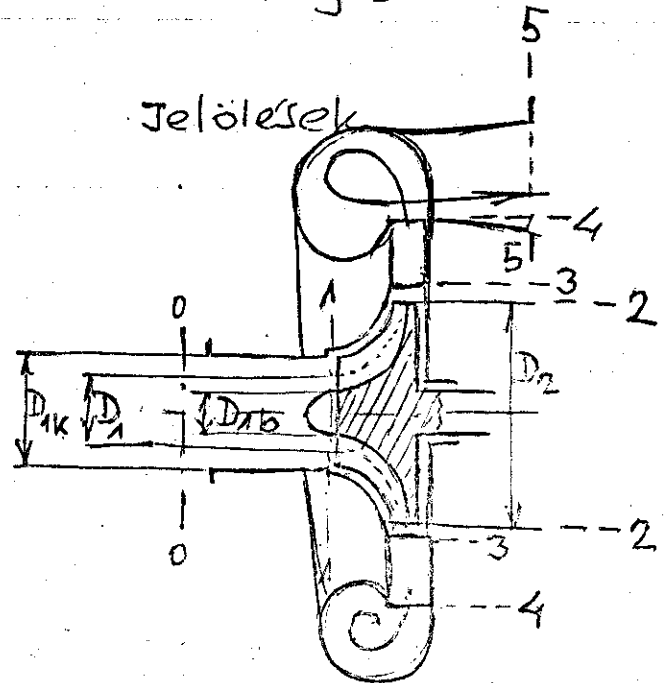
Szilárdság jó
ny.v. közepes
 $\xi = 1$

Szil. rossz
ny.v. alacsony
 $\xi < 1$

$\frac{c_{2u}}{u_2} = \xi = \text{áthetelísza'm}$

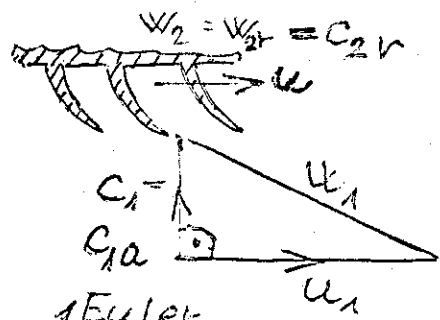
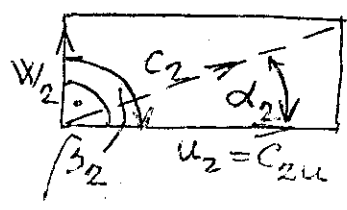
Mivel szilárdság szempontjából a radialis a legjobb, u_2 ott maximális, ezért azonos technológia és anyag mellett a radialis járókerekekkel érhető el maximális nyomásviszony (4,5-5)
A továbbiakban csak radialis járókereket tárgyalunk

1.3. Energia egyenlet, egységnyi átáramló tömegre



Jelölések

$Z = \text{lapátszám} = \infty$
Kilépő seb. Δ



$$\frac{c_0^2}{2} + c_p T_0 + \overbrace{(c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1)}^{W_k \text{ Euler}} =$$

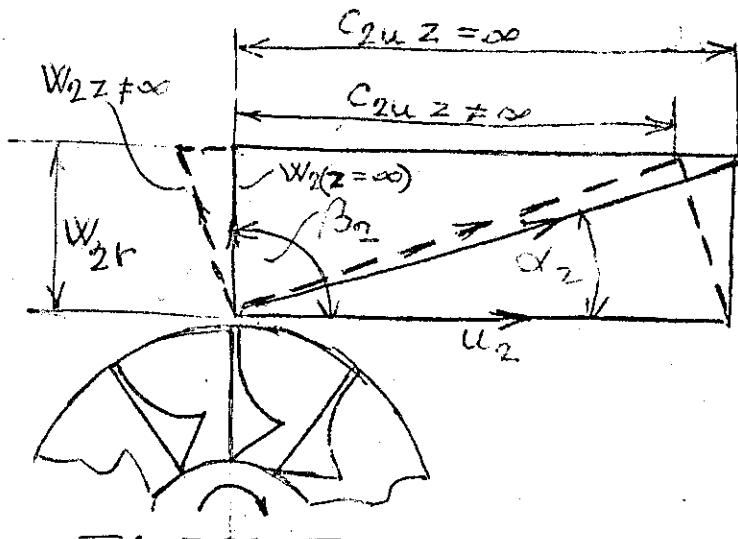
↳ legelőször = 0

$$= \frac{c_5^2}{2} + c_p T_5 + q_{\text{hőveszt}} \quad [\text{J/kg}]$$

$c_0 \approx c_5 ; q_{\text{hőveszt}} \approx 0$

Ha $Z = \infty$, akkor $w_{2u} = 0 ; u_2 = c_{2u} ; \beta_2 = 90^\circ$

Ha $Z \neq \infty (Z < \infty)$ akkor :



— $z = \infty$
 --- $z < \infty$

$z \approx 17 \div 25$
 optimális lapátcsaím

Optimális lapátcsaím kialakulása

z kicsi $W_k \downarrow$ Sűrűdés \downarrow

z nagy $W_k \uparrow$ Sűrűdés \uparrow

Következmények

$$\beta_2(z = \infty) = 90^\circ ; \beta_2(z < \infty) > \beta_2(z = \infty)$$

$$C_{2u}(z \neq \infty) < C_{2u}(z = \infty)$$

Ez a jelenség a perdiület-apadás

$$C_{2u}(z \neq \infty) = \lambda C_{2u}(z = \infty)$$

$\lambda = \text{perdiület-apadás koefficiens}$
 $\lambda \approx 93 \div 994$

A továbbiakban $C_{2u} z \neq \infty = C_{2u}$

-8-

Mivel $z = \infty$ -nel $c_{2u}(z = \infty) = u_2$

ezeit $c_{2u}(z \neq \infty) = c_{2u} = \lambda c_{2u}(z = \infty) = \lambda u_2$

$$W_k = \lambda u_2 u_2 - c_{1u} u_1 = \lambda u_2^2 - c_{1u} u_1$$

Ha nincs előperdülő a járókerék előtt:

$$c_{1u} = 0$$

A valóságos munka (vesztéssel) szükséglet

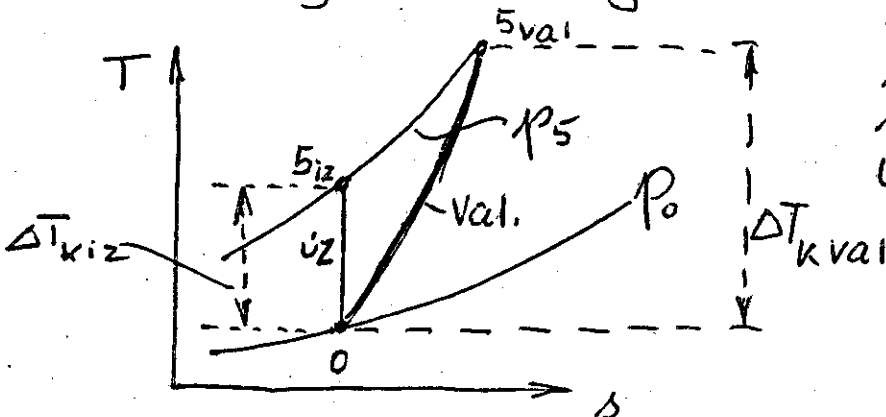
(Az energiamegmaradás a valóságot adja
(Euler)

$$W_{kval} = \eta (\lambda u_2^2 - c_{1u} u_1) \quad [J/kg]$$

ahol

η = tárcsa és lepat - el súrlódási tényező ($\eta \approx 1,03$
 $\div 1,05$)

1.4. Centrifugális kompresszor
nyomásviszonya



Feltételek:
Adottak
 $\eta; \lambda; u_2; c_{1u};$
 $u_1; \eta; c_p; \rho$
(u_{zk})

-9-

Energia egyenlet

$$W_{kval} = \eta(\lambda u_2^2 - C_{1u} u_2) = C_p \overbrace{(T_{svai} - T_0)}^{\Delta T_{kval}}$$

$C_0 \approx C_5$; $q_{hőveszt} \approx 0$
 T_{svai} meghatározható

$$\Delta T_{kval} = \frac{W_{kval}}{C_p}$$

$$\eta_{üzk} = \frac{W_{kiz}}{W_{kval}} = \frac{C_p(T_{siz} - T_0)}{C_p(T_{svai} - T_0)} = \frac{\Delta T_{kiz}}{\Delta T_{kval}}$$

T_{siz} meghatározható

A nyomásviszony $\left(\frac{p_5}{p_0}\right)$

$$\frac{p_5}{p_0} = \left(\frac{T_{siz}}{T_0}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Más megoldás:

Mivel \rightarrow politróp kitevő

$$\eta_{\text{ozk}} = f\left(\kappa; \frac{p_5}{p_0}; \alpha\right)$$

$$\eta_{\text{ozk}} = \frac{\frac{T_{s2}}{T_0} - 1}{\frac{T_{sval}}{T_0} - 1} = \frac{\left(\frac{p_5}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\alpha}} - 1}{\left(\frac{p_5}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}$$

Az κ pol. kitevő meghatározásáért

Ezért: $T_{sval} - T_0 = \frac{w_{kval}}{c_p} \rightarrow T_{sval}$

$$\frac{p_5}{p_0} = \left(\frac{T_{sval}}{T_0}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

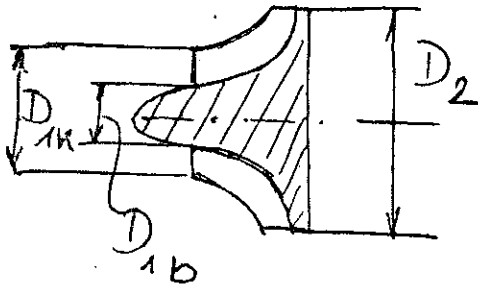
$u_2 \approx 460-480$ m/s (max), ekkor

$\frac{p_5}{p_0} \approx 4,6 \div 4,8$; veszteség nélkül: 6,5-7.

Alapfeltétel $M \left(\frac{c}{a} \sim \frac{w}{a}\right) \ll 1$.

1.5. A beszívás vizsgálata

Beszívószáj viszonyai előperclítés nélkül
($C_1 = C_{1a}$, $C_{1u} = 0$)



Arányok

$$b = \frac{D_{1b}}{D_{1k}} \approx 0,3 \div 0,5$$

$$e = \frac{D_{1k}}{D_2} \approx 0,5 \div 0,65$$

$$h = \frac{D_{1b}}{D_2} = e \cdot b.$$

Beszívószáj mérete

$$m = C_{1a} \cdot \varepsilon \cdot \rho \cdot \underbrace{A_1}_{\text{szívószáj}} = C_{1a} \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{4} (D_{1k}^2 - D_{1b}^2) \cdot \varepsilon =$$

$$= C_{1a} \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{4} D_{1k}^2 (1 - b^2) \cdot \varepsilon$$

$\varepsilon =$ szűkítés tényező ($\varepsilon \approx 0,9 - 0,95$)

$$C_{1a} = 90 \div 140 \text{ m/s}$$

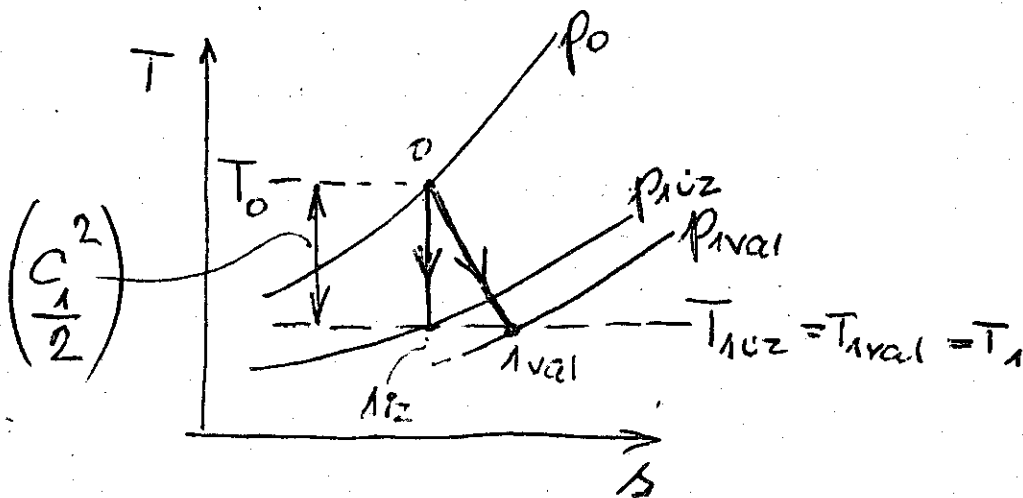
$$\text{Vagy } m = C_{1a} \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{4} (D_{1k}^2 - D_{1b}^2) \cdot \varepsilon =$$

$$= \varepsilon \cdot C_{1a} \cdot \rho \cdot D_2^2 \left[\left(\frac{D_{1k}}{D_2} \right)^2 - \left(\frac{D_{1b}}{D_2} \right)^2 \right] = C_{1a} \cdot \rho \cdot D_2^2 (e^2 - h^2) \cdot \varepsilon =$$

ρ_1 meghatározása (C_1 ismert, $C_0 \approx 0$)

$$\frac{C_1^2}{2} = c_p (T_0 - T_1) \rightarrow T_1$$

$$T_{1üz} = T_{1val} = T_1$$



$$\rho_{1üz} = \frac{p_{1üz}}{R T_1}$$

$$\rho_{1val} = \frac{p_{1val}}{R T_1}$$

$$\frac{T_0}{T_1} = \left(\frac{p_0}{p_{1üz}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \rightarrow p_{1üz}$$

$$p_{1val} = \sigma_{sz} \cdot p_{1üz} \rightarrow p_{1val}$$

σ_{sz} = a szivóvíz nyomásvesztései tényezője
 $\sigma_{sz} \approx 0,95 = 0,98$

Ma's megoldás:

$$\frac{T_0}{T_1} = \left(\frac{p_0}{p_{1v21}} \right)^{\frac{n}{n-1}} \Rightarrow p_{1v21}$$

and $n = f(\sigma_{s2}; \alpha; \frac{p_0}{p_{1v2}})$

Biz:

$$\frac{T_0}{T_1} = \left(\frac{p_0}{p_{1v2}} \right)^{\frac{\alpha}{\alpha-1}} = \left(\frac{p_0}{\sigma_{s2} \cdot p_{1v2}} \right)^{\frac{n}{n-1}}$$

$$\left(\frac{1}{\sigma_{s2}} \right)^{\frac{n}{n-1}} = \frac{\left(\frac{p_0}{p_{1v2}} \right)^{\frac{\alpha}{\alpha-1}}}{\left(\frac{p_0}{p_{1v2}} \right)^{\frac{n}{n-1}}}$$

Optimalis becsmes, and $M_{w_{1k}}$ minimalis

Előperoldés nélkül, $c_1 = c_{1a}$, $c_{1u} = 0$

$$M_{w_{1k}} = \frac{w_{1k}}{a_1} = \frac{\sqrt{c_1^2 + u_{1k}^2}}{\sqrt{\alpha R T_1}} =$$

$$= \frac{\sqrt{c_1^2 + u_{1k}^2}}{\sqrt{\alpha R T_1}}$$

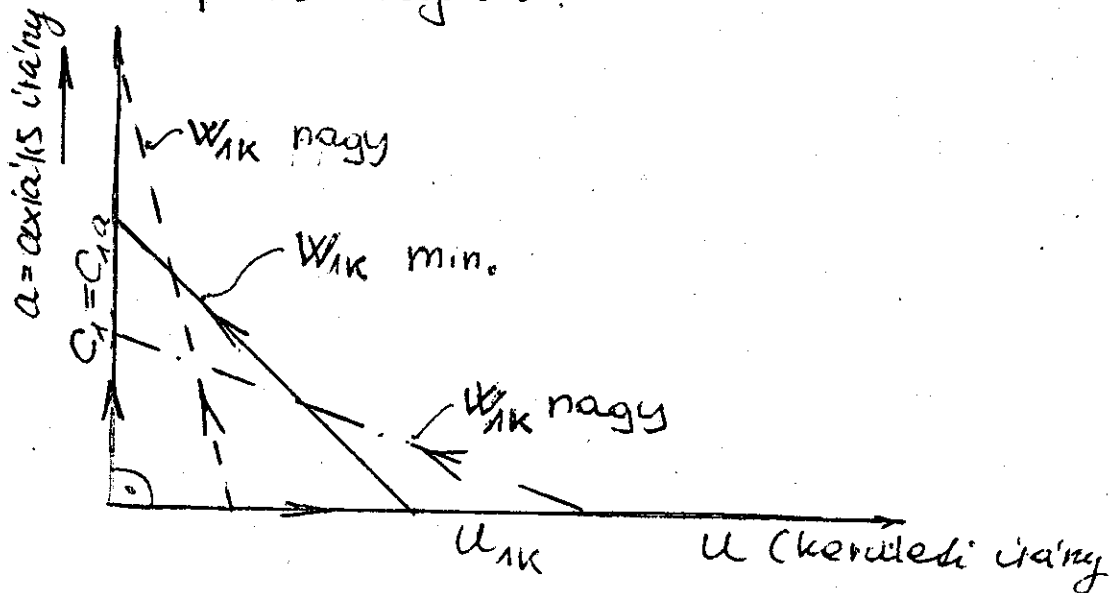
$$\sqrt{\alpha R \left(T_0 - \frac{c_1^2}{2c_p} \right)}$$

$c_{1k} = c_{1b} = c_1$, $u_{1k} \neq u_{1b} \neq u_1$
 a_1 nem jól választott, $a_1 \approx \text{const}$

-14-

Ha $a_1 \approx \text{const}$, akkor M_{w_1} min. ha w_1 min.

Grafikus vizsgálat.



Feltételek:

$m = \text{állandó}$; $n = \text{állandó}$ (ford. szám); $D_{1B} = \text{állandó}$
 $p_{1a1} = \text{állandó}$.

Változik: D_{1K}

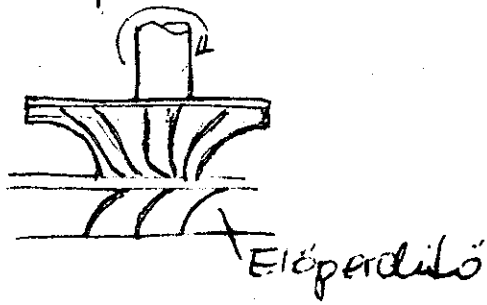
A folyamat:

$D_{1K} \uparrow$; $A_1 \uparrow$; $C_1 \downarrow$; $u_{1K} \uparrow$ ($T_1 \uparrow$; $p_1 \uparrow$ de \approx állandó)

Ez alakítja ki M_{w_1} min. értéket.

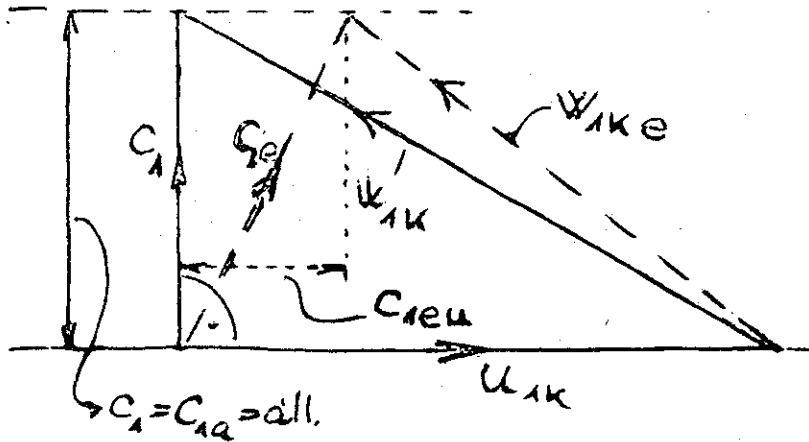
45

A járókerék előtti előperdlítés



Hatásai:

Jelentősen csökken M_{W1}
 Valamelyest (minimálisan) csökken W_{komp}



Fellel
 $C_{1a} = a \parallel (m \approx a \parallel)$

$U_{1K} = a \parallel$

— előperdlítés nélkül
 - - - előperdlítéssel

$$W_{1Ke} < W_{1K}$$

Mivel $a_{1e} \approx a_A$

ezért

$$M_{W1e} < M_{W1}$$

-16-

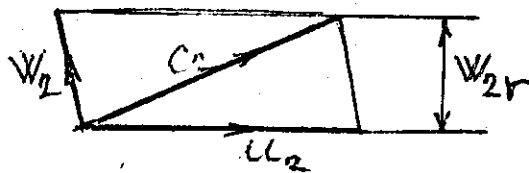
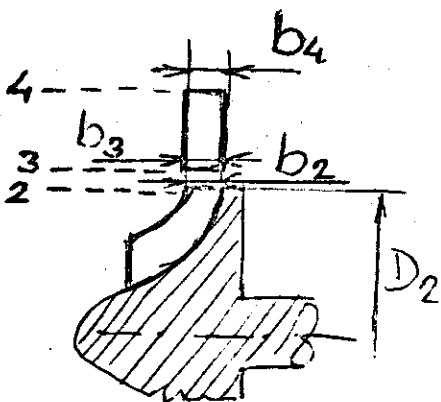
W_k csökken, mivel van C_{1u}

$$W_k = \rho A (u_2^3 - C_{1u} u_1)$$

most $\neq 0$

1.6 A járókerék kilepő keresztmetszete viszonyainak elemzése

A kontinuitás alkalmazása



$$c_2 \approx \sqrt{u_2^2 + W_{2r}^2} \approx u_2$$
$$W_2 \approx W_{2r} \approx 80-140 \text{ m/s}$$
$$u_2 = 300-500 \text{ m/s}$$

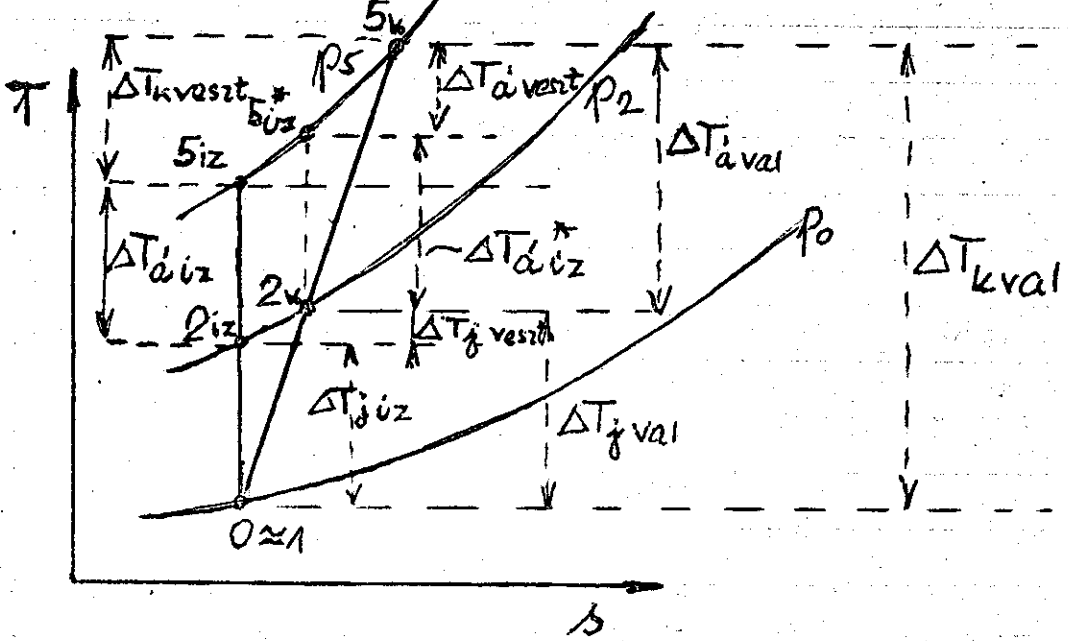
$$m = \int_{2val} \rho \cdot W_{2r} \cdot A_2 = \int_{2val} \rho \cdot W_{2r} \cdot \frac{D_2}{2} \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \varepsilon_2$$

ε_2 = szűkítés tényező (0,88-0,95)

$$W_{2r} \approx W_2$$

$$\rho_{2val} = \frac{p_2}{R T_{2val}}$$

p_2 és T_2 val meghatározása



$$\Delta T_{a'iz} \approx \Delta T_{a'iz}^*$$

a = állókerék (állólapát) + csipőház (diffúzor)

j = járókerék

v = veszteség (üzentropikushoz képest) = vesz.

val = valóságos. A T-s adott pontjaitban

$val = v.$ (trövid.)

Jrmas

$$T_0, p_0, \kappa, R, c_p, p_5, p_{iz}$$

$$T_{2val} - T_0 = \Delta T_{jval} = \Delta T_{kval} - \Delta T_{ával} \rightarrow T_{2val}$$

$$\Delta T_{ával} = \frac{c_2^2}{2 c_p} \quad ; \quad \Delta T_{kval} = T_{5val} - T_0$$

Feltétel:

$$\Delta T_{j\text{ vesz}} \approx \Delta T_{a\text{ vesz}} = \frac{\Delta T_{k\text{ vesz}}}{2}$$

$$\Delta T_{k\text{ vesz}} = T_{5\text{val}} - T_{5\text{iz}}$$

$$\frac{p_5}{p_0} = \left(\frac{T_{5\text{iz}}}{T_0} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow T_{5\text{iz}}$$

$$\eta_{\text{üz}} = \frac{T_{5\text{iz}} - T_0}{T_{5\text{val}} - T_0} \rightarrow T_{5\text{val}}$$

$$T_{2\text{üz}} = T_{2\text{val}} - \Delta T_{j\text{ vesz}} = T_{2\text{val}} - \frac{\Delta T_{k\text{ vesz}}}{2}$$

$$\frac{p_2}{p_0} \approx \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_{2\text{iz}}}{T_0} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow p_2$$

vagy $\eta_{\text{üz}}$ helyett n (pol.kitev.)-t használni

$$\eta_{\text{üz}} = f\left(\frac{p_5}{p_0}, \gamma; n\right)$$

$$\frac{T_{5\text{val}}}{T_0} = \left(\frac{p_5}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \Rightarrow T_{5\text{val}}$$

-19-

S_{2val} meghatározása

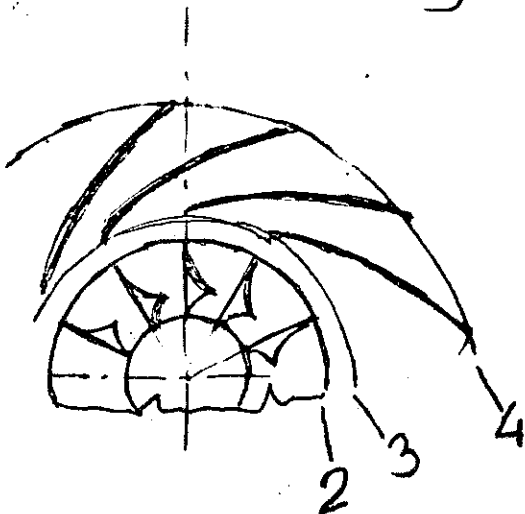
$$S_{2val} = \frac{P_2}{RT_{2val}}$$

S_{2val} ismeretében a 2 pontra felírt

kontinuitás bármilyen célra felhasználható, ill. alkalmazható.

1.7. Állólapatok és csigaház kialakítása

Állólapatok és párokok között lapátnyelvű diffúzor (2-3) van, először ezt vizsgáljuk



A közep mozgása = lapátnélküli diffúzióban

$C_2; C_{2r}; C_{2u}; \alpha_2$ ismert (a 2. pont úrmert)

keresendő $C_3; C_{3r}; C_{3u}; \alpha_3$

A radiális komponens meghatározása

kontinuitás:

$$\int_{2v} \rho \cdot D_2 \pi b_2 \varepsilon_2 C_{2r} = \int_{3v} \rho D_3 \pi b_3 \varepsilon_3 C_{3r}$$

A legegyszerűbb eset feltételei:

$$\rho_{2v} \approx \rho_{3v} \quad (\text{a közep összenyomhatatlan}) \\ (\text{vll. kicsi a kompresszió})$$

$$b_2 \approx b_3$$

$$\varepsilon_2 \approx \varepsilon_3$$

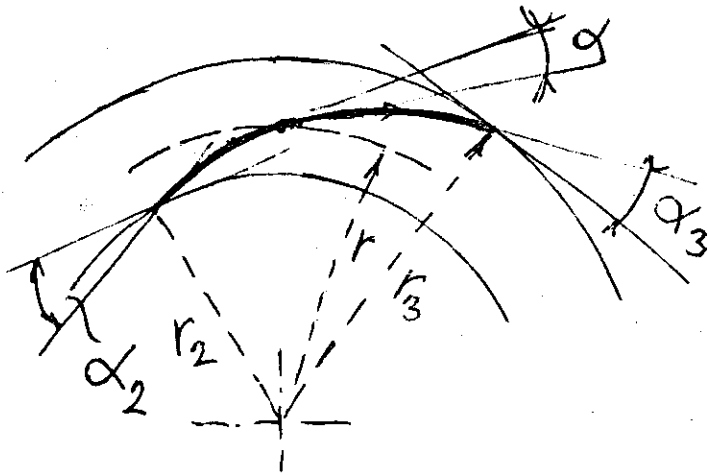
$$\frac{D_3}{D_2} = \frac{C_{2r}}{C_{3r}}$$

A tangenciális komp. megh.

A perdület állandóságából

$$C_{2u} D_2 = C_{3u} D_3$$

$$\frac{D_3}{D_2} = \frac{C_{2u}}{C_{3u}}$$



A két feltételből

$$\frac{C_{2u} D_2}{C_{3u} D_3} = \frac{C_{2r} D_2}{C_{3r} D_3} ;$$

$$\frac{C_{2r}}{C_{2u}} = \frac{C_{3r}}{C_{3u}} = \frac{C_r}{C_u} = \operatorname{tg} \alpha_2 = \operatorname{tg} \alpha_3 =$$
$$\underline{\underline{= \operatorname{tg} \alpha = \text{a'll.}}}$$

$$C_{r21} = C_{r21} \ln$$

Er a feltétel a logaritmicus spirálisnak felel meg, így mozog a körp a lapát nélküli diffúzorban.

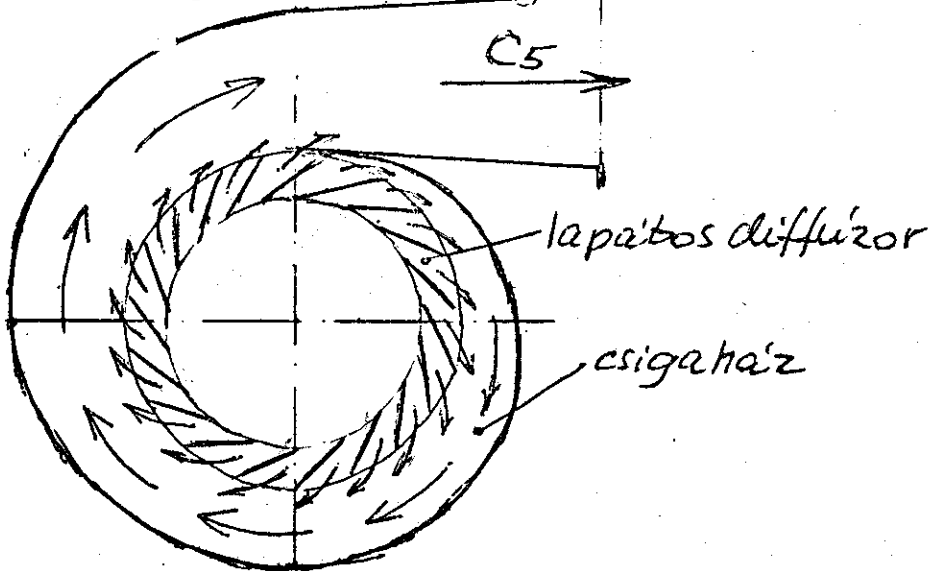


A lapátos diffúzorban a legkedvezőbb körpmozgás a logaritmicus spirális, ezért a lapát alakja:

- logaritmicus spirális
- parabola
- körív
- egyenes (áramlástanilag kedvezőtlen, a technológiáé egyszerű).

$C_{u21} \ln \gg C_{u21}$
 \downarrow
 C_{u21} -nél a yomaf többet fog hárni
 $C_b \rightarrow p_p$
 Bernoulli

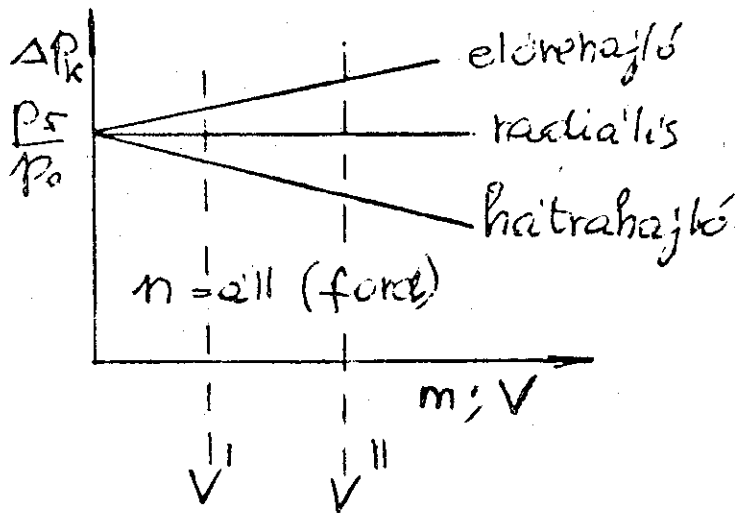
űjtőház, csigaház



A lapátos diffúzor a csigaház szempontjából forrás. A csigaház keresztmetszetét úgy kell növelni, hogy a forrás ellenére csökkenjen a sebesség a csigaházban, vagy legalább állandó maradjon.

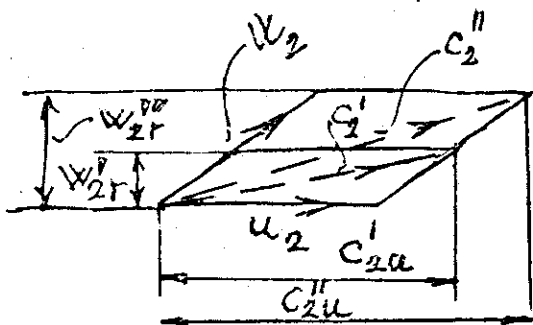
1.8. Komp. karakterisztika

Az ideális komp. karakterisztikája

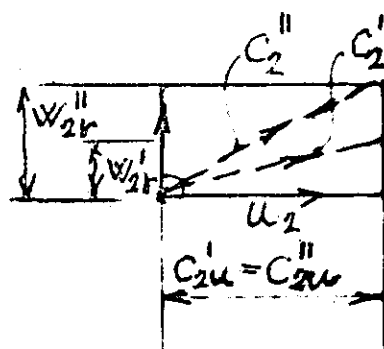


Az ideális kar. bizonyítása

Előrehajló



Radialis



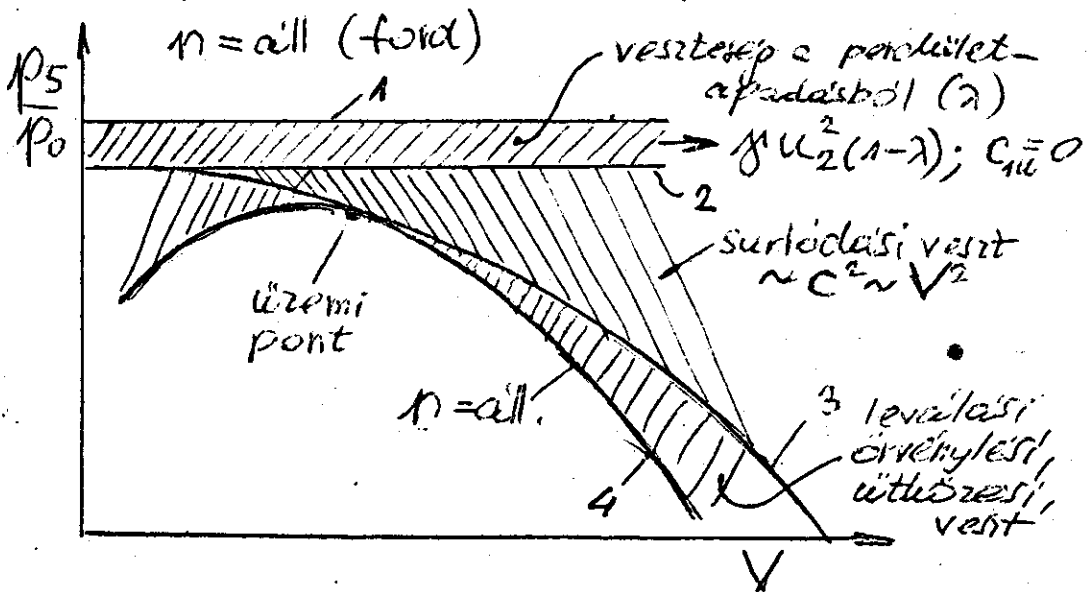
Előrehajlónál:

$$V'' \uparrow; w_{2r} \uparrow; c_{2u} \uparrow; (u_2 = \text{aill}); \frac{p_5}{p_0} \uparrow$$

Radiálisnál:

$$V'' \uparrow; w_{2r} \uparrow; c_{2u} = \text{aill}; (u_2 = \text{aill}); \frac{p_5}{p_0} = \text{aill.}$$

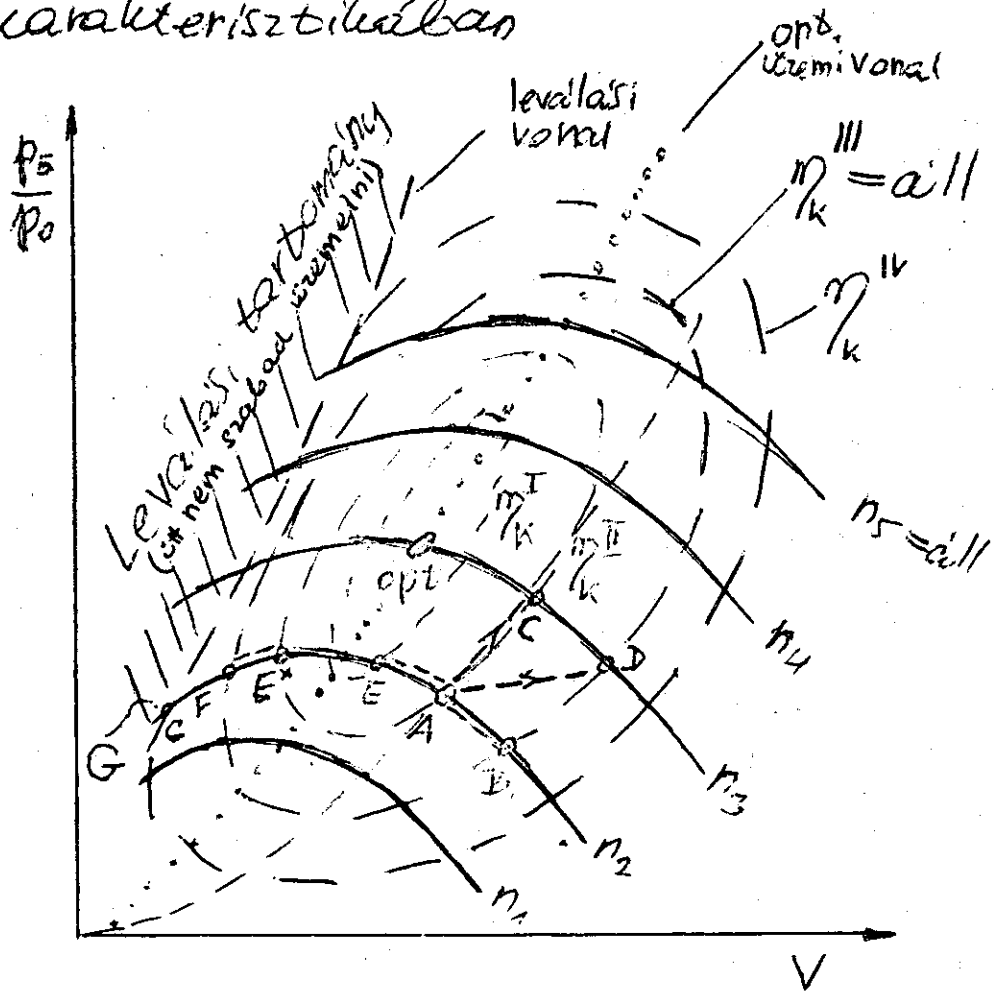
Radiális, valóságos (vesztésges) komp. karakterisztika



$\Delta p_{\text{surlód}} \sim V^2$, ezért a 3 görbe parabola

4 = végleges, valóságos karakterisztika
 $n = \text{aill.}$ mellett

Üzemállapot változások követése a karakterisztikában

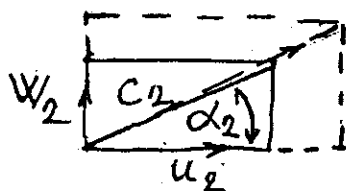


$$n_1 < n_2 < n_3 < n_4 < n_5$$

$$\eta_k^{IV} < \eta_k^{III} < \eta_k^{II} < \eta_k^I$$

Szokásos üzemaállapotváltozások

A → C . A kompresszor keresztmetszei változatlanké $n \uparrow ; \Rightarrow V \uparrow ; \frac{p_5}{p_0} \uparrow$



— A $u_2 \uparrow ; w_2 \uparrow ; c_2 \uparrow$
 --- C

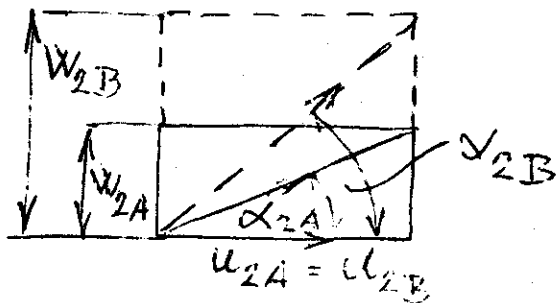
-26-

A sebessegi Δ -ek közel hasonlóak,
erőt $\alpha_{2A} \approx \alpha_{2C}$, a lapátos

diffúzor beépítésénél nem változik
az ütközési veszteség.

A valószínűleg iljenkor η_k kismé-
csökken, mivel $V \uparrow$ $C \uparrow$ $\Delta p_{surt} \uparrow$

A \rightarrow B $u_2 = \text{állandó}$, a komp. mögötti
felhős csökken



$\alpha_2 \uparrow$; $\alpha_2 \neq \text{const}$ nö az ütközési vesz-
teség $\eta_k \downarrow$

Mivel $V \uparrow$; $C \uparrow$; $\Delta p_{surt} \uparrow$; $\eta_k \downarrow$

η_k iljenkor behát gyorsan csökken

-27-

A → E (fojtjuk a kompresszort)

$V \downarrow; W_2 \downarrow; u_2 = \text{all}; \alpha_2 \downarrow; \eta_k \uparrow$
csökken az ütközési veszteség

Az ütközési veszteség az optimális üzemi vonalon (.....) ≈ zérus!

$V \downarrow; C \downarrow; \Delta P_{\text{suri}} \downarrow; \eta_k \uparrow$
(két de miatt javul az η_k)

A → D (nö a fordulatszám és csökken a kompresszor kórfutása)

$V \uparrow; \Delta P_{\text{suri}} \uparrow; \eta_k \downarrow$

$\eta(u_2)$ kevésbé nő mint V , ezért

$\alpha_2 \uparrow; \text{ütközési veszteség} \uparrow; \eta_k \downarrow$

Ütközési veszteség a beszívó szájnál (belepeskor) lényegesen jön létre.

E → F ($n = \text{all}$, a kompresszort fojtjuk
ütközési veszteség

újra nő $\eta_k \downarrow$
 $V \downarrow; C \downarrow; \Delta P_{\text{suri}} \downarrow; \eta_k \uparrow$

A két "együttös" hatása $\eta_k \downarrow$
(nem jelentősen)

F → G

Az ütlözési veszteség további növekedése miatt (más hatásfok is vannak) a G pontban elérjük a leválási vonalat. A leválási tartományban nem szabad tartósan üzemelni.

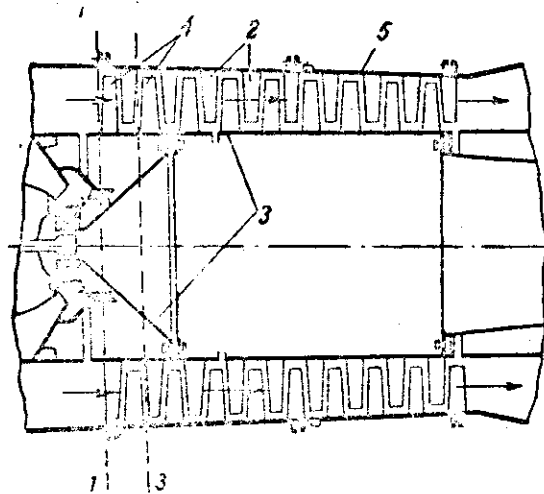
A kompresszor üzemipontján (vonalán) egy kell beállítani (fogyasztóval összehangolni), hogy a kompresszor az optimális üzemipont-
hoz közel működjék, de a leválási vonaltól dependensen távol.

(lásd: turbófeltöltött motor és a kompresszor összehangolása)

2. Axialis kompresszorok.

2.1 Alapvető működés

Általános kialakítás

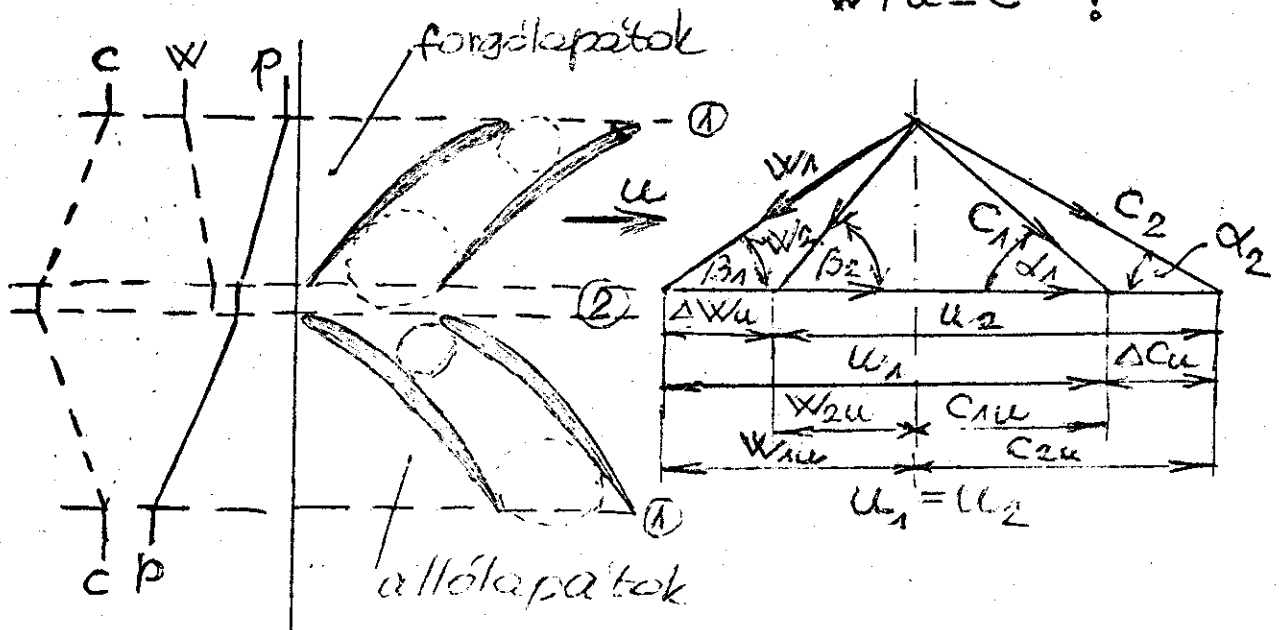


1. Forgólapátok (járólapátok)
2. Állólapátok
5. Komp. ház
3. Rotor (forgórész)

1-3 = komp. fokozat (forgó + állólapát)

A fokozat működése

$\bar{w} + \bar{u} = \bar{c} !$



Forgólapát \rightarrow relatív rendszer (w) [f]
 Állólapát \rightarrow abszolút rendszer (c) [a]

$\Delta p_f \sim (w_1^2 - w_2^2)$ (Bernoulli)

$|w_1| > |w_2|$, ezért $\Delta p_f > 0$

$\Delta p_f = p_2 - p_1$

$\Delta p'_a \sim (c_2^2 - c_1^2)$ (Bernoulli)

$|c_2| > |c_1|$, ezért $\Delta p'_a > 0$

Munkabevitel a forgólapáton, ezért
 $|c_2| > |c_1|$, ill. $c_{2u} > c_{1u}$ (Euler)

Az Euler impulzus-matematikai egyenlet az ideális kompresszióra ($m = 1 \text{ kg}$)

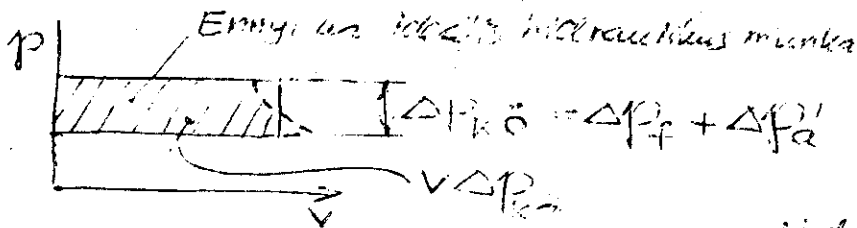
$$W_{k \text{ val}} = u(C_{2u} - C_{1u}) = u(W_{1u} - W_{2u})$$

$$= u \Delta C_u = u \Delta W_u = c_p \Delta T_{k \text{ val}}$$

Termikus szemlelet

$$\eta_{\text{izk}} = \frac{\Delta T_{k \text{ iz}}}{\Delta T_{k \text{ val}}}$$

Euler a valóságban (vesztéssel) bejlesztményt vizsgál



Hidraulikus szemlelet

$$v \Delta P_{k \text{ ö}} = \underbrace{W_{k \text{ iz}}}_{W_{k \text{ val}} \cdot \eta_{\text{hidr}}} = u \Delta C_u \eta_{\text{hidr}}$$

Emyelt kell a tengelyen bevezetni

$$W_{k \text{ val}} \cdot \eta_{\text{hidr}}$$

Emyelt munkát hidraulikus munka formájában a közegben

Fokozatnál: $\eta_{\text{izk}} \approx \eta_{\text{hidr}} \approx \eta_{\text{polk}}$

Termikus szemlelet:

$$\Delta T_{k \text{ val}}; \eta_{\text{izk}}; \Delta T_{k \text{ iz}}; T_0; \frac{P_{ku}}{P_{ke}}; \Delta P_{k \text{ ö}} = P_{ku} - P_{ke}$$

Hidraulikus szemlelet

$$W_{k \text{ val}}; \eta_{\text{hidr}}; W_{k \text{ iz}}; \Delta P_{k \text{ ö}} = P_{ku} - P_{ke}$$

2.2. Különböző reakciófokú
kompreszor fokozatok

reakciófok $r = \frac{\Delta i_f}{\Delta i_f + \Delta i_a}$

Akciós $\rightarrow r = 0 \div 0,1$

Reakciós $\rightarrow r = 0,1 \div 1$

Komp. Turb

| | | |
|---------|-------|-------|
| $r=0$ | nincs | van |
| $r=0,5$ | van | van |
| $r=1$ | van | nincs |

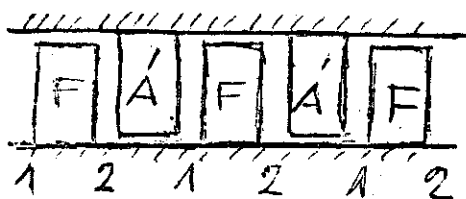
Komp. fokozatoknál, amíg $\rho \approx \text{áll.}$

$$r = \frac{\Delta i_f}{\Delta i_f + \Delta i_a} = \frac{v \Delta P_f}{v \Delta P_f + v \Delta P_a} = \frac{\Delta P_f}{\Delta P_f + \Delta P_a}$$
$$= \frac{\Delta P_f}{\Delta P_o}$$

$r = 0,5$ (50%) reakciófokú komp.

$$r = 0,5 = \frac{\Delta P_f}{\Delta P_f + \Delta P_a'} ; \Delta P_f = \Delta P_a' = \frac{\Delta P_{\ddot{o}}}{2}$$

A vizsgálatot egy ^(tetszőlegesen) kiválasztott fokozattól végezzük



$$\Delta P_a' \sim c_2^2 - c_1^2$$

$$\Delta P_f \sim w_1^2 - w_2^2$$

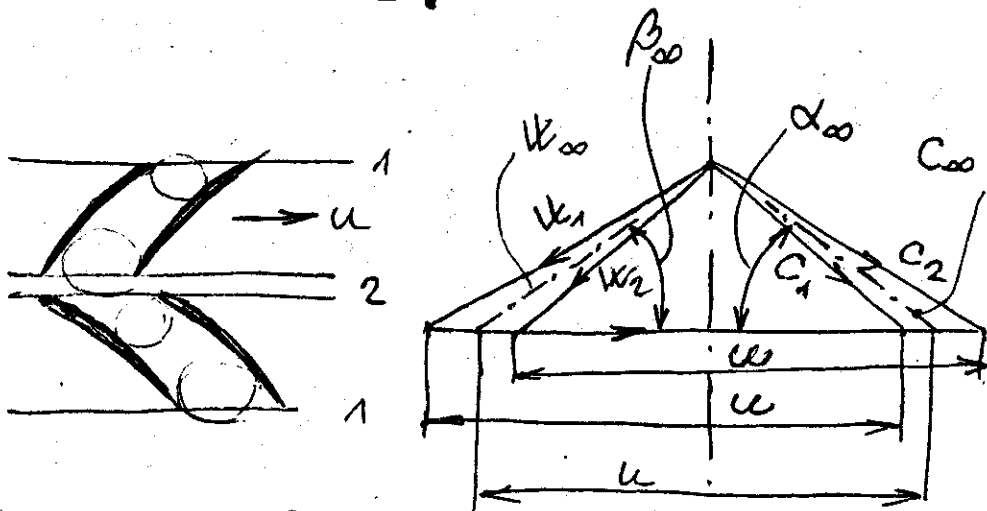
$$c_2^2 - c_1^2 = w_1^2 - w_2^2$$

$$|c_2| = |w_1|$$

$$|c_1| = |w_2|$$

$$\alpha_1 = \beta_2 ; \alpha_2 = \beta_1$$

Tükörszimmetria!



$W_{\infty}; C_{\infty}$ megfigyelt irány
($\alpha_{\infty}; \beta_{\infty}$)

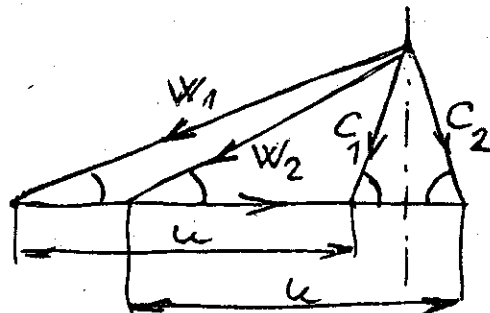
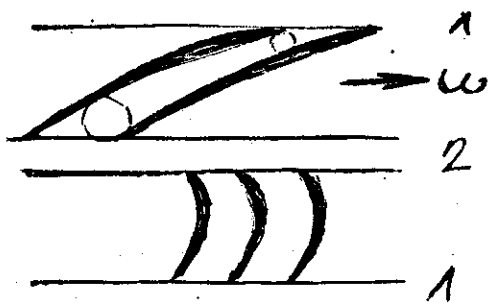
$r = 1$ (100%) reakcióföldén kompress.

$$r = 1 = \frac{\Delta p_f}{\Delta p_f + \Delta p_a}$$

$$\Delta p_a = 0$$

$$|c_1| = |c_2|; \bar{c}_1 \neq \bar{c}_2$$

$$\alpha_1 = \alpha_2$$



A forgólapát szimmetrikus!

$r > 1$ reakciószerű kompresszor

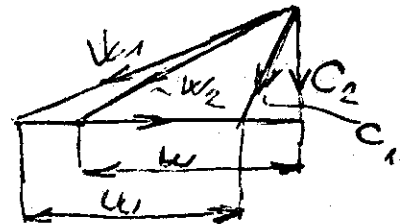
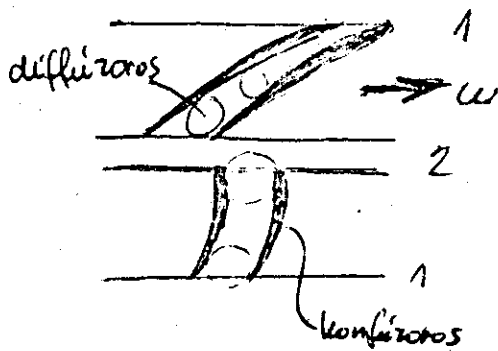
$r > 1$ akkor lehetséges, ha $\Delta p_a < 0$

$$r = \frac{\Delta p_f}{\Delta p_f + \Delta p_a}$$

$\underbrace{\Delta p_a}_{< 0}$

$\Delta p_a < 0 \rightarrow$ expanzió

$$|c_1| > |c_2|$$



Miért nincs $r = 0$ típusú kompresszor?

$$r = 0; \quad \Delta p_f = 0; \quad |w_1| = |w_2|; \quad \text{de } \overline{w_1} \neq \overline{w_2}$$

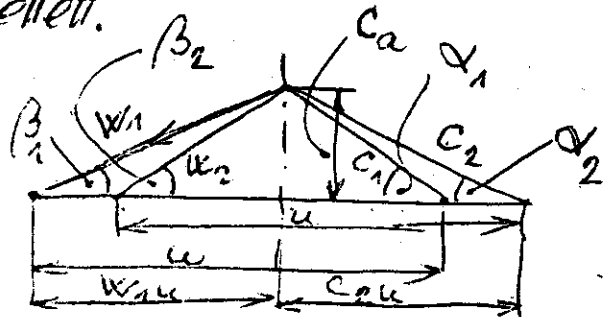
||| \xrightarrow{u} Ilyen a forgólapát.

Ez minden szempontból képtelenség.

2.3. Hőmérséklet és nyomáshövelkedés a fokozatban

$r = 0,5$ reakciófok mellett.

Az $r=1$ számításra ldnyg ezzel aronos.



$$W_{k\text{val}} = u (C_{2u} - C_{1u}) = u (w_{1u} - w_{2u})$$

$$\frac{C_{1u}}{C_a} = \cotg \alpha_1, \quad \frac{C_{2u}}{C_a} = \cotg \alpha_2$$

$$W_{k\text{val}} = u C_a (\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1) =$$

$$= u^2 \frac{C_a}{u} (\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1)$$

$$\frac{C_a}{u} = \frac{C_a}{C_{1u} + w_{1u}} = \frac{C_a}{C_a (\cotg \alpha_1 + \cotg \beta_{1u})}$$

$$= \frac{1}{\cotg \alpha_1 + \cotg \beta_{1u}}$$

$$W_{k\text{val}} = u^2 \frac{\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1}{\cotg \alpha_1 + \cotg \beta_{1u}} = u^2 K$$

-37-

$$w_{kval} = u^2 K = c_p \Delta T_{val} \quad (\text{Euler})!$$

$$\eta_{\text{izk}} \approx \eta_{\text{polk}} \approx \eta_{\text{hidrk}} = \frac{c_p \Delta T_{\text{iz}}}{c_p \Delta T_{\text{val}}} \Rightarrow \Delta T_{\text{iz}}$$

$$\frac{p_{ku}}{p_{ke}} = \left(\frac{T_{ke} + \Delta T_{\text{iz}}}{T_{ke}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\Delta p_{k\ddot{o}} = p_{ku} - p_{ke}$$

Vagy, hidraulikus szemlélettel

$$\eta_{\text{hidrk}} = \frac{v \Delta p_{k\ddot{o}}}{c_p \Delta T_{\text{iz}}};$$

$$v \Delta p_{k\ddot{o}} = \eta_{\text{hidrk}} \cdot u^2 K$$

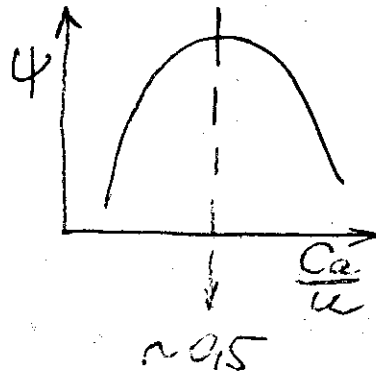
$$\Delta p_{k\ddot{o}} = \rho \cdot \eta_{\text{hidrk}} \cdot u^2 K$$

A nyomásnövekedési tényező
(nyomásráta)

Definíció:

$$\psi = \frac{\Delta p_{k\ddot{o}}}{\frac{\rho}{2} u^2} = 2 \eta_{hidrik} \cdot K$$

Ez hasonlósági szám



Másik hasonlósági szám

$$\psi = \frac{C_a}{u} = \frac{C_a \cdot A}{u \cdot A} = \frac{V}{u \cdot A}$$

ψ = mennyiségi tényező.

kiszámolt eredmények és jelölések

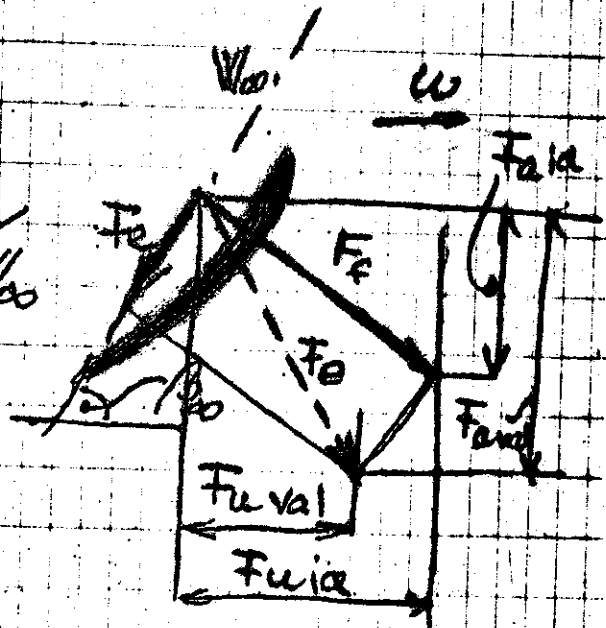
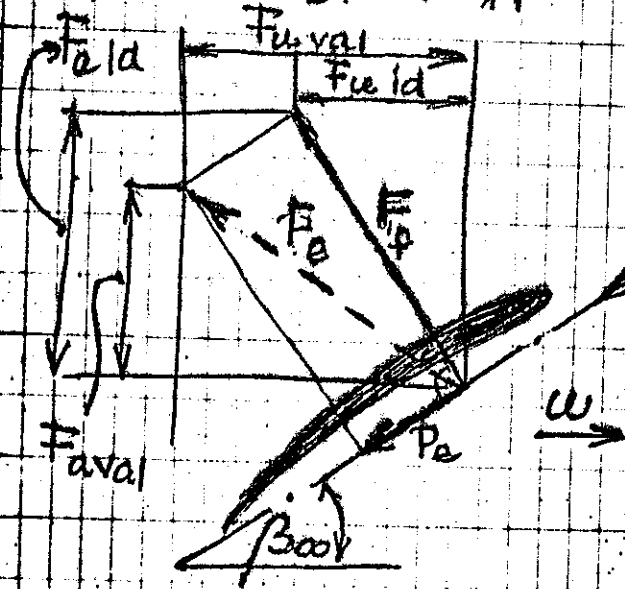
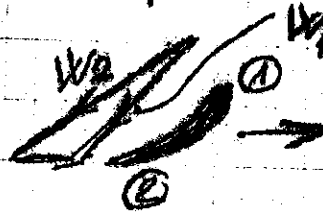
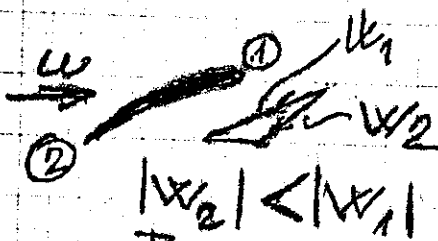
2.4 A lapátoknál való erők
kompresszor és turbina lapátoknál

kompresszor kéts

- sebesség csökken
- nyomás nö
- kompresszió

Turbina kéts

- sebesség nö
- nyomás csökken
- expanszió



$\Delta p_k \sim F_a$

$F_{uval} > F_{uice}$

$F_{aice} > F_{aval}$

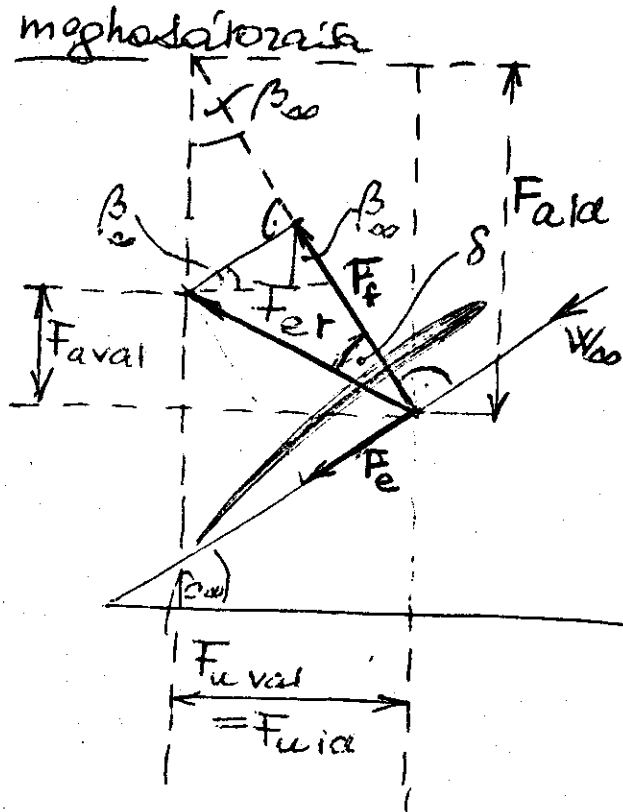
$F_u \sim P_u$

$P_u \sim F_u$
 $\Delta p_{exp} \sim F_a$

$F_{uval} < F_{uice}$

$F_{aice} < F_{aval}$

2.5. A komp. fok. η -ának
 (haték)



Alapfeltevések
 $F_{uval} = F_{uid}$

$$\eta_{\text{haték}} = \frac{v \Delta p_{köval}}{v (\Delta p_{köval} + \Delta p_{veszt})} =$$

$$= \frac{F_{aval}}{F_{aid}} = \frac{F_{fa} - F_{ea}}{F_{uval} \cdot \cotg \beta_{30}}$$

$$F_{uval} = F_f \sin \beta_{30} + F_e \cos \beta_{30}$$

-41-

$$\eta_{\text{hidraulikus}} = \frac{F_f \cos \beta_{\infty} - F_e \sin \beta_{\infty}}{(F_f \sin \beta_{\infty} + F_e \cos \beta_{\infty}) \cot \beta_{\infty}}$$

$$F_f = C_f \frac{\rho}{2} A W_{\infty}^2$$

$$F_e = C_e \frac{\rho}{2} W_{\infty}^2 A$$

δ = siklószám (gyakran ϵ)

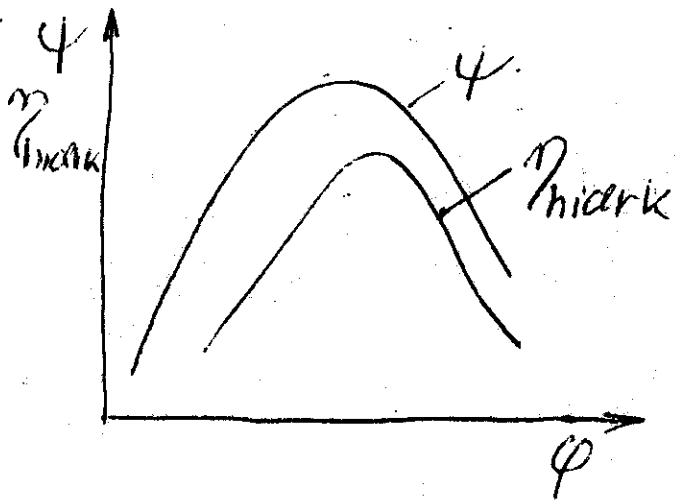
$$\operatorname{tg} \delta = \frac{F_e}{F_f} \approx \delta = \frac{C_e}{C_f}$$

$\div F_f$

$$\eta_{\text{hidraulikus}} = \frac{\cos \beta_{\infty} - \delta \sin \beta_{\infty}}{(\sin \beta_{\infty} + \delta \cos \beta_{\infty}) \cot \beta_{\infty}} =$$

$\div \cos \beta_{\infty}$

$$= \frac{1 - \delta \operatorname{tg} \beta_{\infty}}{1 + \delta \cot \beta_{\infty}}$$



φ optimalis megvalasztása

A kísérleti eredmények jelölése
és felhasználása

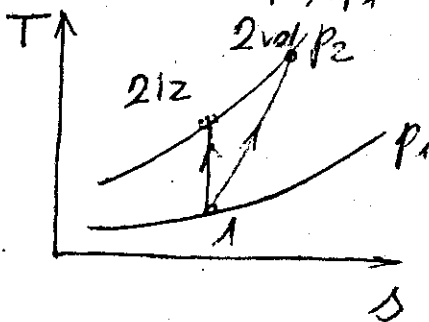
2.5. A kompr. fő méreteinek meghatározása

Adott $\psi = f\left(\frac{C_a}{u}\right); p_2/p_1; m; T_1; P_1;$

$$\eta_{\text{hiera}} = \eta_{\text{polk}} = f\left(\frac{C_a}{u}\right)$$

Ismertés: $\eta_{\text{polk}} = f\left(\eta; \frac{p_2}{p_1}; \delta\right)$

ahol $p_2/p_1 = a$ teljes kompresszor
nyomásviszonya



Kontinuitás

Beleépés (1)

$$m = D_{k1} \pi l_1 C_{a1} \rho_1 \cdot \epsilon_1$$

$$= \frac{D_{k1}}{l_1} \pi l_1^2 \frac{C_{a1}}{u_1} u_1 \rho_1 \cdot \epsilon_1$$

$$\rho_1 = \frac{RT_1}{P_1}$$

44

Kilépésre (2vai)

$$m = D_{k2} \pi l_2 c_{a2} \rho_{2vai} \epsilon_2$$

$$= \frac{D_{k2}}{l_2} \pi l_2^2 \frac{c_{a2}}{u_2} \rho_{2vai} \epsilon_2 \cdot u_2$$

$$\frac{D_{k2}}{l_2} \sim 3:6$$

$$\rho_{2vai} = \frac{R T_{2vai}}{p_2}$$

$l_{min} = 25-30 \text{ mm}$
 $l_{max} \rightarrow$ szilárdsági feltétel

$$\frac{T_{2iz}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{2iz}$$

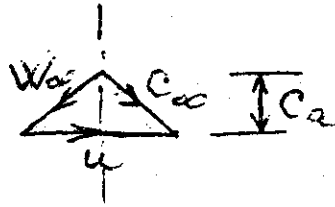
$$\eta = \frac{T_{2iz} - T_1}{T_{2vai} - T_1} \rightarrow T_{2vai}$$

U megvalósítása
áramlási feltétel

$$M_{\infty} < 1$$

-45-

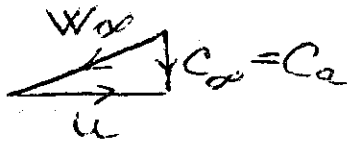
$r = 0,5$ -nél



$$M_{W_{01}} = \frac{W_{01}}{a} =$$

$$= \frac{\sqrt{\frac{u^2}{4} + C_a^2}}{\sqrt{\gamma R T}} = \frac{u \sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{C_a}{u}\right)^2}}{\sqrt{\gamma R T}}$$

$r = 1$ -nél



$$M_{W_{01}} = \frac{W_{01}}{a} = \frac{\sqrt{u^2 + C_a^2}}{\sqrt{\gamma R T}} = \frac{u \sqrt{1 + \left(\frac{C_a}{u}\right)^2}}{\sqrt{\gamma R T}}$$

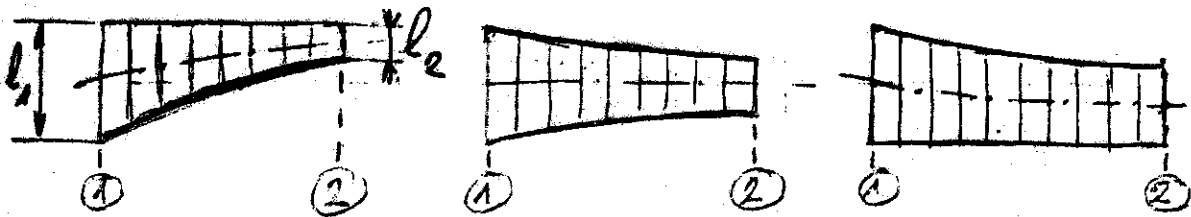
Fokuszárúság (z):

$$z = \frac{\Delta T_{k \text{ való}}}{\Delta T_{fok k \text{ való}}} = \frac{T_{2 \text{ való}} - T_1}{\frac{u^2 K}{c_p}}$$

$u \uparrow \quad z \downarrow$ (nagyon fontos)

2.6 Három-alap-típus
összehasonlítása

Azonosak: $l_1, m, T_0, P_0; \frac{c_2}{u}; \frac{p_2}{P_1}; u_1;$
 n (ford);



$u_{köz} \rightarrow \uparrow$
 $\Delta T_{fokkval} \rightarrow \uparrow$
 $z \rightarrow \downarrow$
 $a \rightarrow \uparrow; u_{köz} \rightarrow \uparrow$
 $M_{W_{\infty}} \approx all$
kihátrányos alkomp
 l_2 kicsi; $\eta \rightarrow \downarrow$
örök

mivel l_2 kicsi, csak nagy m -nél jó

$u_{köz} \rightarrow all$
 z átlagos
 $a \rightarrow \uparrow; u_{köz} \rightarrow all$
 $M_{W_{\infty}} \downarrow$
nem hátrányos
átlagos

$u_{köz} \rightarrow \downarrow$
 $\Delta T_{fokkval} \rightarrow \downarrow$
 $z \rightarrow \uparrow$
 $a \rightarrow \uparrow; u_{köz} \rightarrow \downarrow$
 $M_{W_{\infty}} \downarrow \downarrow$
nem hátrányos
(erősen nem)
 l_2 nagy; $\eta \rightarrow \uparrow$
örök
mivel l_2 nagy, ezért kis m -nél is jó

47

2.7. A kompresszor kapacitási terve

$$[l = f(z)]$$

Leggyorsabb eset $D_{köz} = a_{ll}$ és már ismert

$m = a_{ll}$ és ismert ; $p_2/p_1 = ismert$

$u = a_{ll}$ és ismert ; $z = ismert$
köz

$\frac{c_a}{u} = a_{ll}$; $c_a = a_{ll}$; $\eta = ismert$
köz

$\epsilon \approx a_{ll}$

$$m = D_{köz} \cdot \pi \cdot l \cdot c_a \cdot \rho \cdot \epsilon$$

$$\rho = \frac{p}{R T_{val}}$$

$$\Delta T_{fokk. val.} = \frac{u^2}{c_p} K$$

$$m_{köz} = f\left(\eta_{köz} ; \frac{p_2}{p_1} ; \epsilon\right)$$

$$\eta_{köz} = \frac{\Delta T_{fokk. id.}}{\Delta T_{fokk. val.}}$$

$$\frac{p_{kval}}{p_{ke}} = \left(\frac{T_{keval} + \Delta T_{fokk. val.}}{T_{keval}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\Delta P_{\text{fok. kö.}} = P_{ku} - P_{ke}$$

Minden fokozat előtt és után
 ismerjük: P_{ku} ; P_{ke} ; T_{kuval} ;
 T_{keval} ; így P_{vairke}
 és P_{vairku} is ismert

l mindennél meghatározható

Ha $D_{köz} \neq \text{all}$, pl. $D_b = \text{all}$
 akkor többször
 kell közelíteni

először $D_{köz} = f(z)$ legyen lineáris,
 ebből az első $l = f(z)$ meghatá-
 rozható.

$$D_{köz} = D_b + l$$

Ugya közelítünk, még elapendően
 pontos nem lesz a közelítés, azaz
 az utolsó és előtti számítás $D_{köz}$
 értéke közötti különbség elegendően
 kicsi nem lesz.

3. Axialis turbinák

Alapvető két csoport

Axialis (nagyobb lözgmennyiség $m > 1 \text{ kg/s}$)

Radialis ($m < 1 \text{ kg/s}$)
(Radialis = centripetális)

Most az axialis tárgyaljuk

3.1 Működési elv, reakciófajta

Dugattyús gépben egy lépésős energiaátalakulás

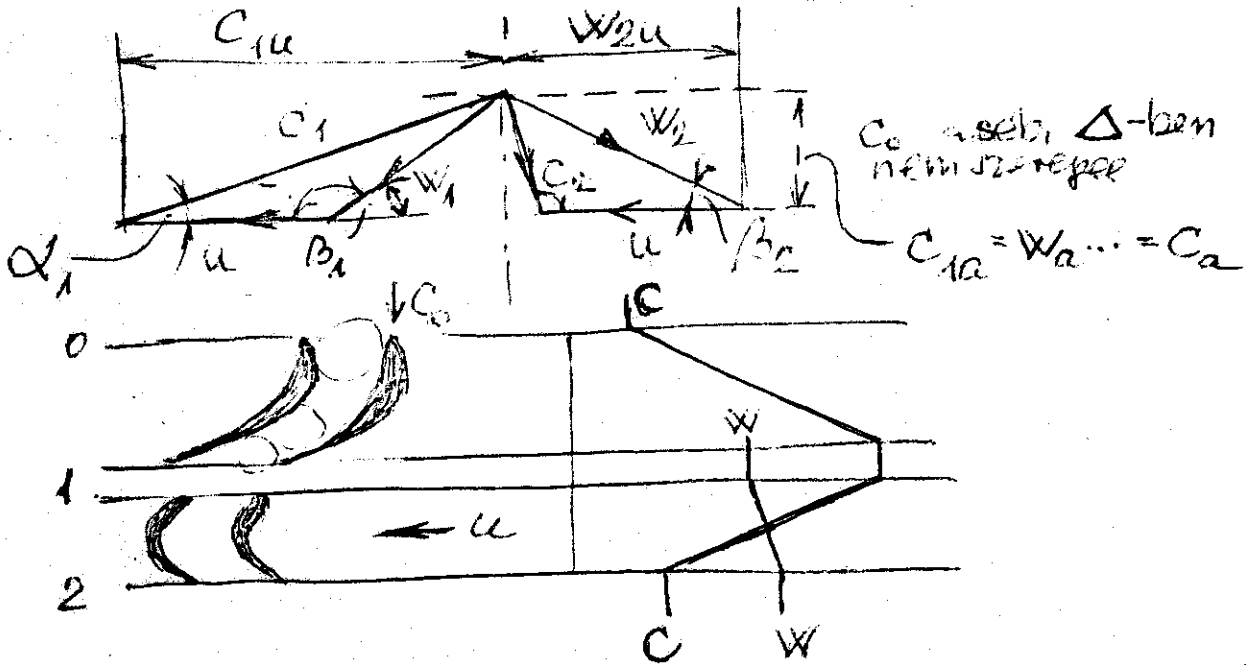
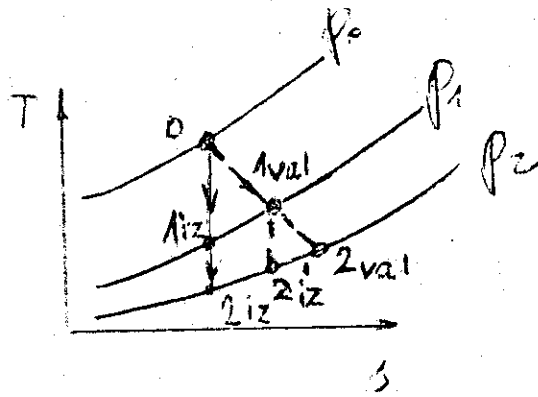
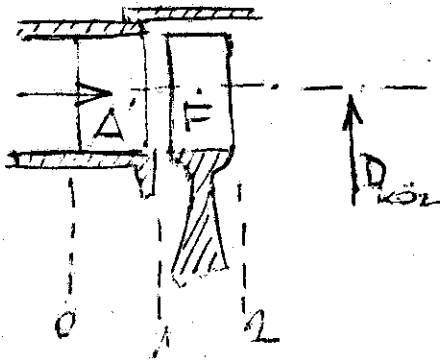
$$\Delta U \rightarrow W_h$$

Lapátos gépnél két - lépésős
 $\Delta U \rightarrow \frac{c^2}{2}$ (első lépés állásban, részben forgásban)

$$\frac{c^2}{2} \rightarrow W_h \quad \text{csak forgásban}$$

Alapvető működés

Egyszerűsített



$$W_t = (W_u) = u (C_{1u} \pm C_{2u}) = u (w_{1u} \pm w_{2u})$$

leptöltésről
elhanyagolható

$$P_t = (P_u) = m \cdot u (C_{1u} \pm C_{2u})$$

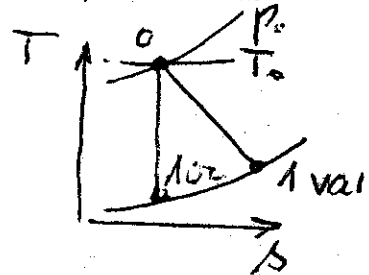
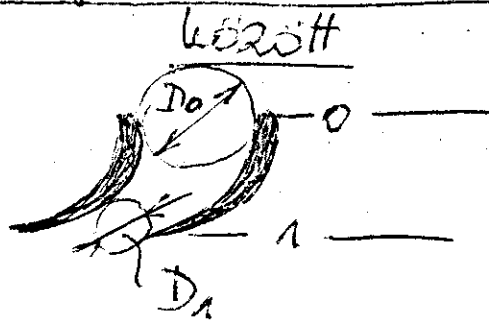
Reakciófok

$$r = \frac{\Delta U_{fogyó}}{\Delta U_{álló} + \Delta U_{fogyó}} = \frac{\Delta U_{fogyó}}{\Delta U_{össz}} = \frac{\Delta U_f}{\Delta U_0}$$

(Legtöbbször izentropikus vonatkozásban)

$r = f(\Delta P_f; \Delta P_i)$ általában pontatlan,
mivel $\rho \neq \text{konst.}$

3.2. Energiaátalakulás az állólépcsőben



$D_0 > D_1$ tehát kompressziós (expanszió)

Energiaegyensúly

$$v_0 + \frac{C_0^2}{2} = v_{102} + \frac{C_{102}^2}{2}$$

$$v_0 + \frac{C_0^2}{2} = v_{1val} + \frac{C_{1val}^2}{2}$$

$$C_{102} = \sqrt{2(C_{10} - C_{102})}$$

$$= \sqrt{2 c_p T_0 \left(1 - \frac{T_{102}}{T_0}\right)}$$

$$= \sqrt{2 c_p T_0 \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}$$

$$C_{1val} = \varphi C_{102} = (\varphi \cdot C_{102})$$

φ = sebestípi: tényező (0,9 ÷ 0,96)

$$\eta_{\text{óra}} = \frac{v_0 - v_{1val}}{v_0 - v_{102}} = \left(\eta_{\text{óra}} = \text{előkepzés} \right. \\ \left. \text{centripilis hűtésfelő} \right)$$

$$= \left(\frac{C_{1val}}{C_{102}} \right)^2 = \varphi^2$$

$$\eta_{\text{óra}} = \varphi^2 \quad (\text{fontos}) !$$

$$C_{1val} = \sqrt{2(v_0 - v_{1val})} =$$

$$= \sqrt{2(v_0 - v_{102}) \eta_{\text{óra}}} = \sqrt{2(v_0 - v_{102}) \varphi^2}$$

~~53~~

c_{1val} meghatározás politrop (n) kitevővel

Mivel

$$\eta_{üz} = f(n; \kappa; \frac{p_0}{p_1}) = \varphi^2$$

ezért

$$c_{1val} = \sqrt{2 c_p T_0 \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}} \right]}$$

Az állapot utáni állapotjelző meghat.

Ismeretes $p_0; p_2; T_0; \eta_{üz}; \varphi; \kappa$

$$\Delta i'_{üz} = c_p (T_0 - T_{2üz}) = c_p T_0 \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right]$$

$$\eta_{üz} = \left(\frac{\Delta i'_f}{\Delta i'_a + \Delta i'_f} \right)_{üz} \rightarrow \Delta i'_{üz}$$

$$\Delta i'_{üz} = c_p (T_0 - T_{1üz}) \rightarrow T_{1üz}$$

54

$$\frac{T_{12}}{T_0} = \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow P_1$$

$$\int_{12} \frac{P_1}{P_0} = T_{12} \rightarrow P_{12}$$

$$\eta_{12} = \frac{T_0 - T_{1val}}{T_0 - T_{12}} \rightarrow T_{1val}$$

vagy

$$\frac{T_{1val}}{T_0} = \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\eta_{12} = f(\gamma, n, \frac{P_0}{P_1}) = \varphi^2$$

$$\int_{1val} \frac{P_1}{P_0} = RT_{1val} \rightarrow P_{1val}$$

Allolapátmérési az 1-1 metszeten

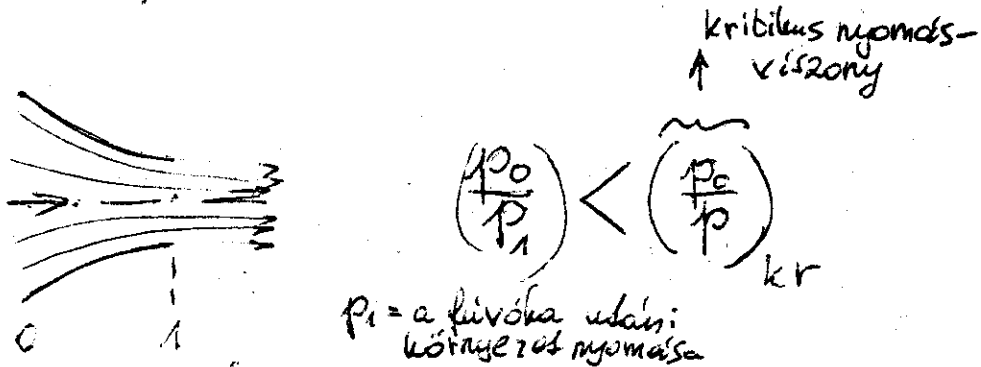
$$M = D_{köz.} \cdot l_1 \cdot \epsilon \cdot C_{12} \cdot \int_{1 \text{ VÉGI}} \rho$$

$$\frac{l}{D_{köz.}} = \frac{1}{3} + \frac{1}{6}$$

$$\epsilon = 0,92 - 0,96$$

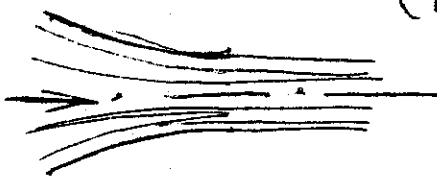
$$C_{12} = C_{1 \text{ VÉGI}} \cdot \sin \alpha_i$$

Energiaátalakulás az 1-1
fűvöltekben

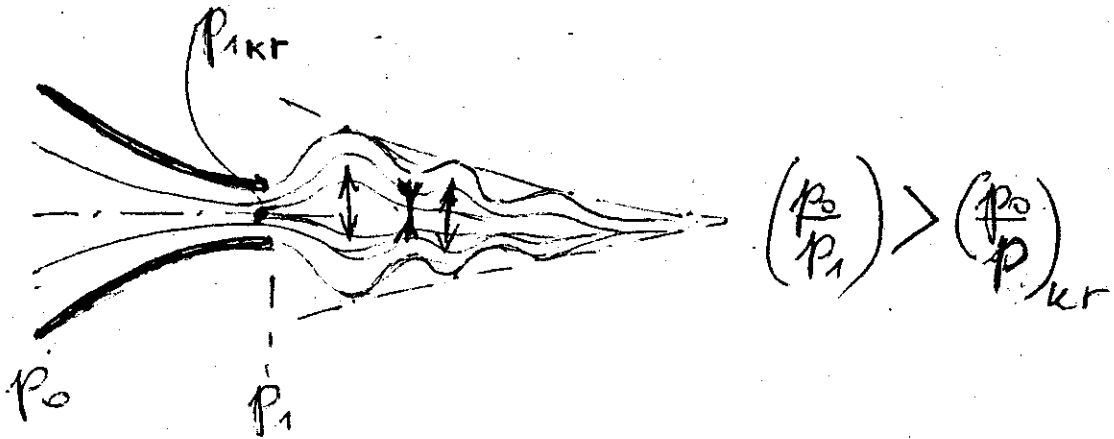


$p_0 = \text{fűvölke utáni könyezet nyomása}$

$$\left(\frac{p_0}{p_1}\right)_{kr} = f(\gamma)$$

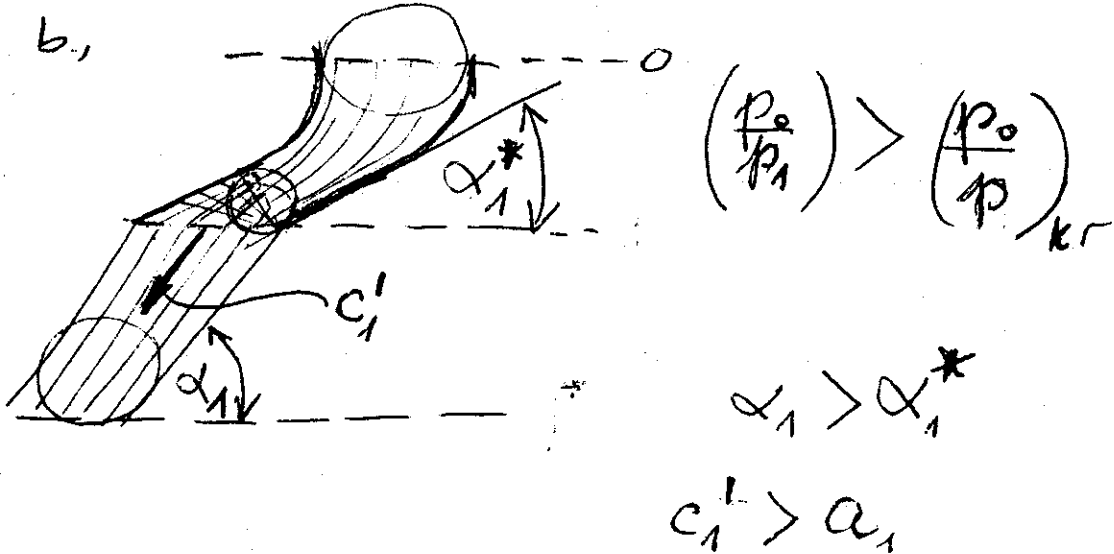
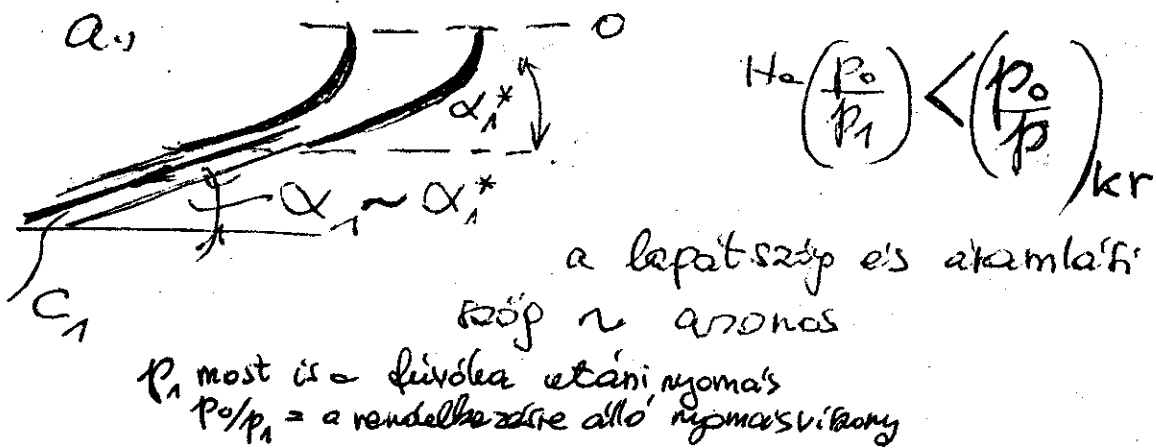


$$C_1 = a_1$$



$\Delta p = p_{1kr} - p_1 > 0$ a sugár szétrobban, majd széprétegés

Ferdén levágott fúvóka



Laval cső lett belőle

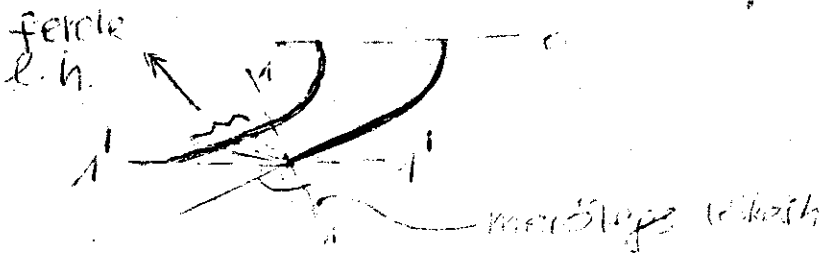
Injektiivis Laval osi epistatigevo

A kőny mőp repurakalmi akon.

Enhez moil Laval osi kőv

Ez a kőv lehetősėg, ha $x_1 > x_1^*$

Injektiivis lőkešhullakőmőle epistatigevo



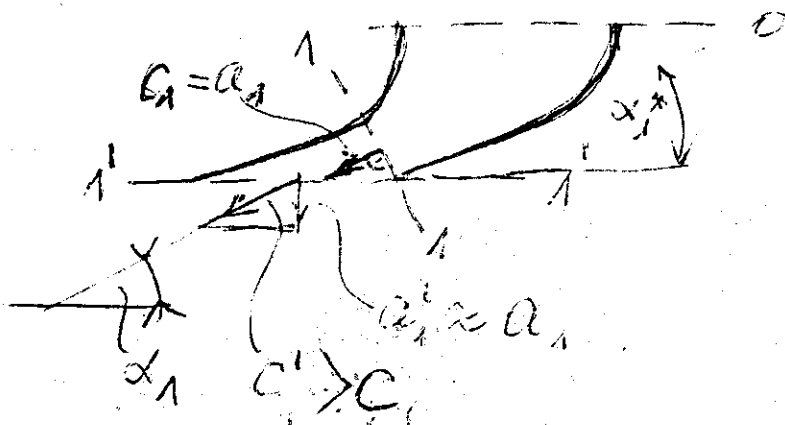
A-n metszeten $a_1 = a_1$ (merőleges lőkešhullakőmő)

A hangerősség I a ferde lőkešhullakőmőle

A hangerősség szőv változik ($a_1 \sim a_1'$)

$$a = \sqrt{\gamma R T}$$

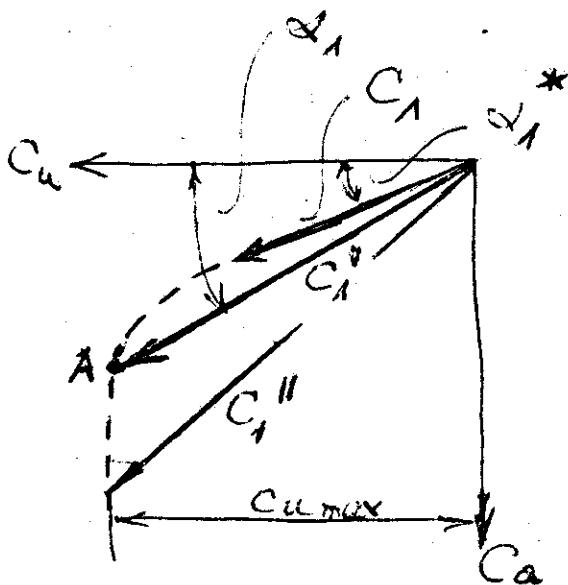
A szővőshullakőmő - ferde lőkešhullakőmőle
kővővőle változik mőp



Ezzel a fénnyel lekapott szivárazással
(alldlapáttnál)

$$\frac{P_0}{P_1} = 1,2 - 1,35 \left(\frac{P_0}{P_1} \right)_{kr}$$

ennek $> \frac{P_0}{P_1}$ -nél erősebb nő a veszteség



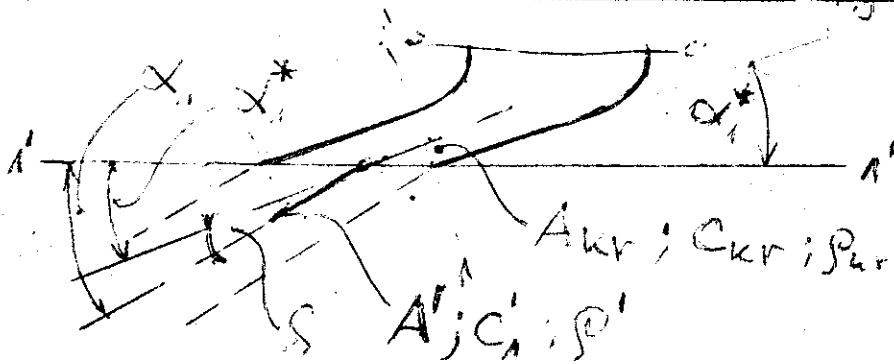
C_1 : 1-1 metszeten

C_1' : 1'-1' metszeten

C_1'' : lapátos kivétel

$$C_{1u}' = C_{1u}'' = C_{u \max}$$

Körrelő képlet a $C_1 - u_1$ (Cu max - u)



A pont a
Cu-Ca elpör-
támon

$$\alpha_1 = \alpha_1^* + \delta \quad ; \quad \delta \approx 2 \div 5^\circ$$

Kondinációk A_{kr} és A_1' között

$$A_{kr} \rho_{kr} C_{kr} = A_1' c_1' \rho_1'$$

$$\text{ahol } C_{kr} = u_1$$

Geometriából:

$$\frac{A_1'}{\sin \alpha_1} = \frac{A_{kr}}{\sin \alpha_1^*}$$

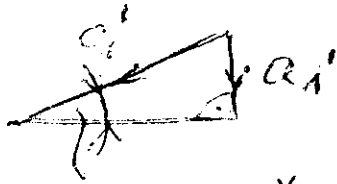
$$A_{kr} = A_1' \frac{\sin \alpha_1^*}{\sin \alpha_1}$$

$$\frac{A' \sin \alpha_1^*}{\sin \alpha_1} \cdot \rho_{kr} = C_{kr} = A' C_1' \rho_1'$$

Mittelw. u. Nenngröße ρ_1' abg. verhältnis

$$C_{kr} = a_1 \approx a_1' = C_1' \sin \alpha_1$$

$$\sin \alpha_1 = \frac{a_1}{C_1'}$$



$$\alpha_1 = (\alpha_1^* + S)$$

$$\frac{\sin \alpha_1^* \cdot \rho_{kr} \cdot a_1}{\frac{a_1}{C_1'}} = C_1' \rho_1'$$

$$\sin \alpha_1^* = \frac{\rho_1'}{\rho_{kr}}$$

$$\frac{\rho_1'}{\rho_{kr}} = \left(\frac{\rho_1'}{\rho_{kr}} \right)^{\frac{1}{de}}$$

$$\left[\frac{\rho_1'}{\rho_{kr}} = \frac{\rho_{kr}}{\rho_{kr}} \right]$$

$$\sin \alpha_1^* = \left(\frac{\rho_1'}{\rho_{kr}} \right)^{\frac{1}{de}}$$

64

$$\underline{P_1'} = P_{kr} \sin^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \alpha_1^* = P_{1min}^I$$

ahol P_{kr} a p_0 -ból származott
kritikus nyomásviszony

Ez az a P_1' min. amelyre a közeg
egy expandál, vagy c_{1c} nör. (A pont)
Eredően már csak c_{1a} nör.

A c_1' P_{1min}^I -ből meghatározható

$$\frac{c_1'^2}{2} = c_p (T_0 - T_{1min}^I) = c_p T_0 \left[1 - \left(\frac{P_{1min}^I}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

$$\sin \alpha_1 = \frac{a_{1min}^I}{c_1'} = \frac{\sqrt{\gamma R T_{1min}^I}}{c_1'}$$

$$\frac{T_{1min}^I}{T_0} = \left(\frac{P_{1min}^I}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{1min}^I$$

$$\delta = \alpha_1 - \alpha_1^*$$

62

3.3 Akciós turbina

$r=0$;

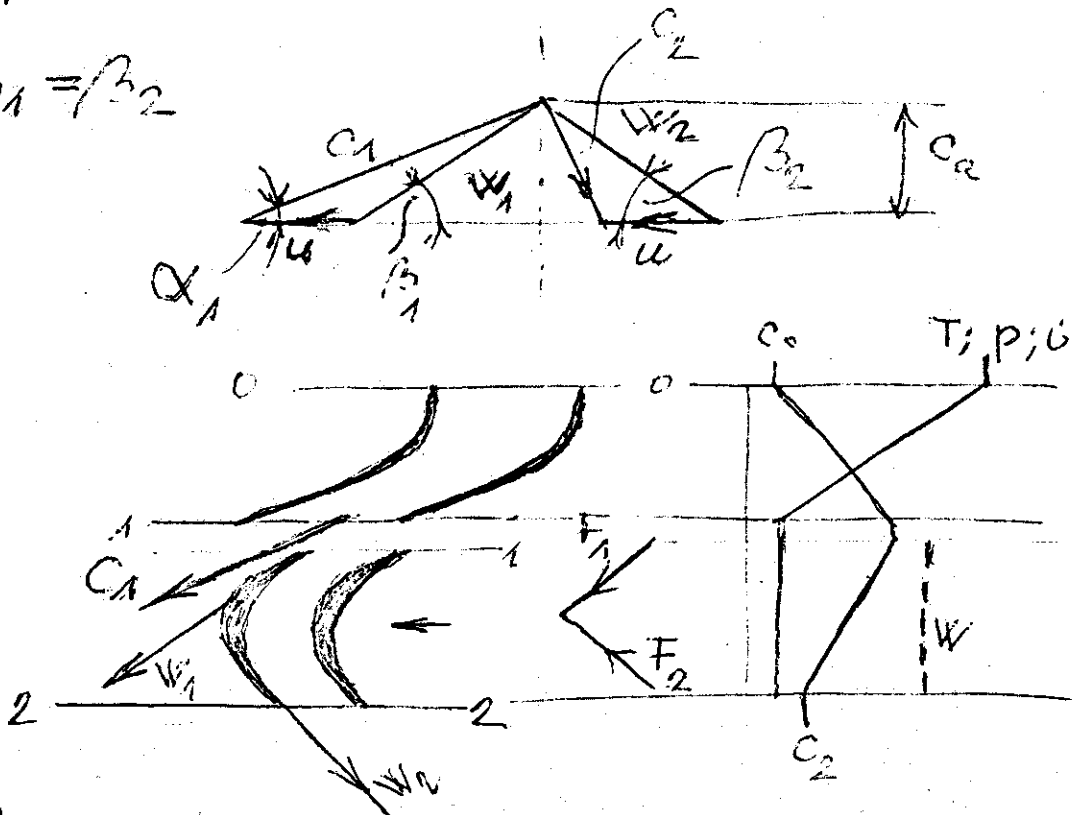
$\Delta p_f = 0$

$|W_1| = |W_2|$

$p_1 = p_2$

$v_1 = v_2$

$\beta_1 = \beta_2$



$|F_1| = |F_2|$; $\beta_1 = \beta_2$; $F_a = 0$

$r=0,1$ -ig a turbina megalkós.
A veszteségek a reakciófok kompenzálják

63

A két kő súlya:

Első: C_1 , második: C_2

$$W_{\text{ú}} = u(C_1 + C_2) = u(u_{1u} + w_{2u})$$

Mozgási energiájuk?

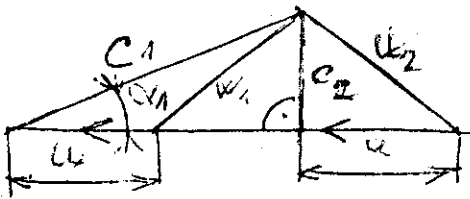
$$W_{\text{ú}} = \frac{u^2 - C_2^2}{2}$$

$$\eta_{\text{ú}} = \frac{C_1^2 - C_2^2}{C_1^2}$$

 $\eta_{\text{ú}} \rightarrow 1$, ha $C_2 = 0$. Mivel $C_2 \neq 0$, $\eta_{\text{ú}} \neq 1$.

 Ha $C_2 = 0$, akkor $C_1 = 0$, $\alpha = 0$, ez lehetetlen.

 $\eta_{\text{ú}}$ opt, ha C_2 minimum.

 C_2 minimális, ha $C_2 \perp u$.
Optimális sebesség: Δ 

$$\cos \alpha_1 = \frac{2u}{C_1}$$

$$\left(\frac{u}{C_1}\right)_{\text{opt}} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$$

-64-

$$\eta_{\text{uopt}} = 1 - \left(\frac{c_2}{c_1}\right)_{\text{min}}^2$$

Ha $c_2 \perp c_1$, akkor

$$\eta_{\text{uopt}} = 1 - \sin^2 \alpha_1 = \cos^2 \alpha_1$$

$$\eta_{\text{uopt}} \rightarrow 1, \text{ ha } \alpha_1 \rightarrow 0, \quad \eta_{\text{uopt}} \neq 1.$$

$$\text{Pl. } \alpha = 25^\circ, \quad \eta_{\text{uopt}} = 0,82 !$$

Egyfokozatú turbináknál ennyi a körüli veszteség

Forgólapát vesztesége

$$W_{2 \text{ id}}(0,2) = W_{1 \text{ id}}$$

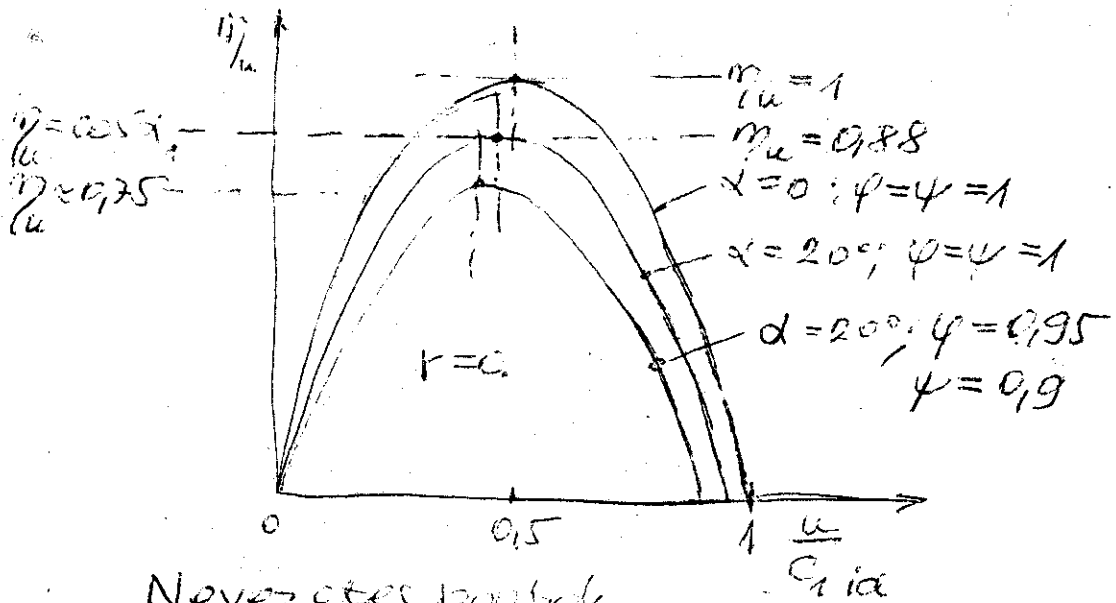
$$W_{2 \text{ val}} = \psi W_{2 \text{ id}} = \psi W_{1 \text{ id}}$$

$$\psi = 0,88 - 0,95$$

A veszteségek jellege azonos az állólapátéval, csak csököl

$r=0$; $\psi \neq 1$; $W_{2 \text{ val}} < W_{1 \text{ id}}$,
az áramlás deflúziós, leválaszt, veszteség
Sőt $r=0$ nem jó.

$$\eta_u = \left(\frac{u}{C_{1id}} \right)$$

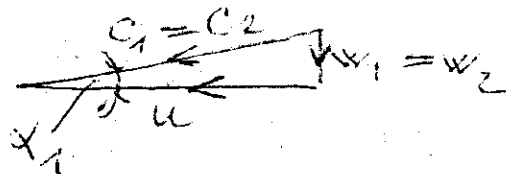


Nevezetes pontok

$$\eta_u = 0, \text{ ha } w_u = 0$$

$$a. \quad u = 0, \quad \frac{u}{C_{1id}} = 0$$

$$b. \quad \overline{w}_1 = \overline{w}_2 \quad (\Delta w_u = 0)$$



$$\left(\frac{u}{C_{1id}} \right)_{\eta_u=0} = \cos \alpha_1$$

$$\text{ha } \alpha_1 = 0, \text{ akkor } \left(\frac{u}{C_{1id}} \right)_{\eta_u=0} = 1$$

$$\alpha_1 > 0; \left(\frac{u}{C_{1id}} \right)_{\eta_u=0} < 1$$

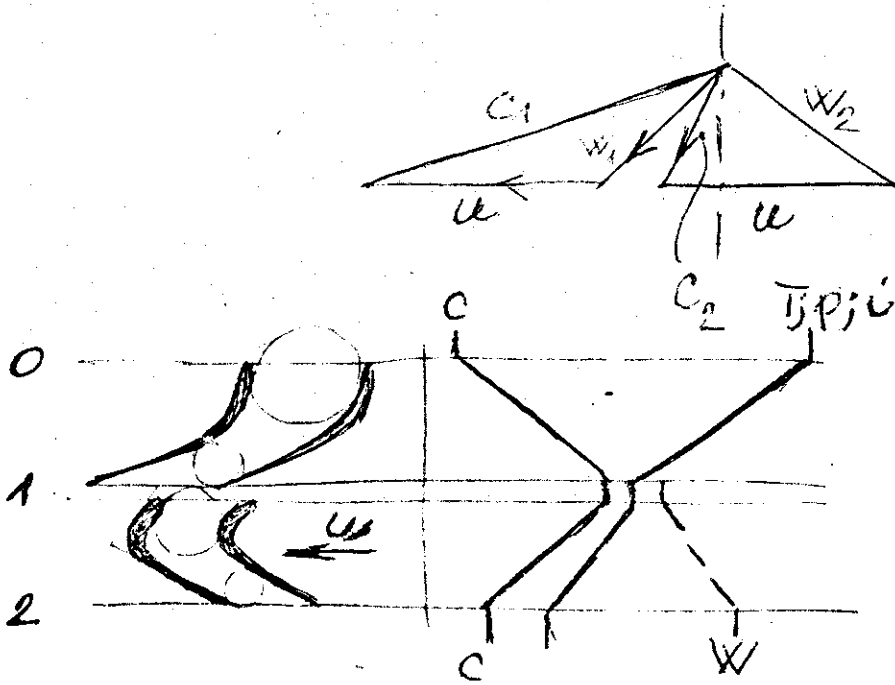
66

3.4. Reaktívok felvétel

$$r \neq 0; r > 0, \Delta z_f > 0$$

$$|W_2| > |W_1|$$

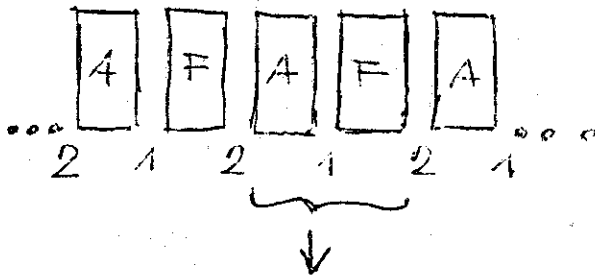
$$P_2 < P_1; F_a > 0 \text{ (hatvány)}$$



$|W_2| > |W_1|$. A feszültség konfúziós Előny!

$r=0,5$ reaktiivifokú sferatok

JH₀ mind az axialis kompresszoroknál sok sferatú turbinalok egy körpá-
dunk. Aszimmetria miatt csak egy
tárgyalható.



$$r=0,5; \Delta u_d = \Delta u_f = \frac{\Delta u_0}{2}$$

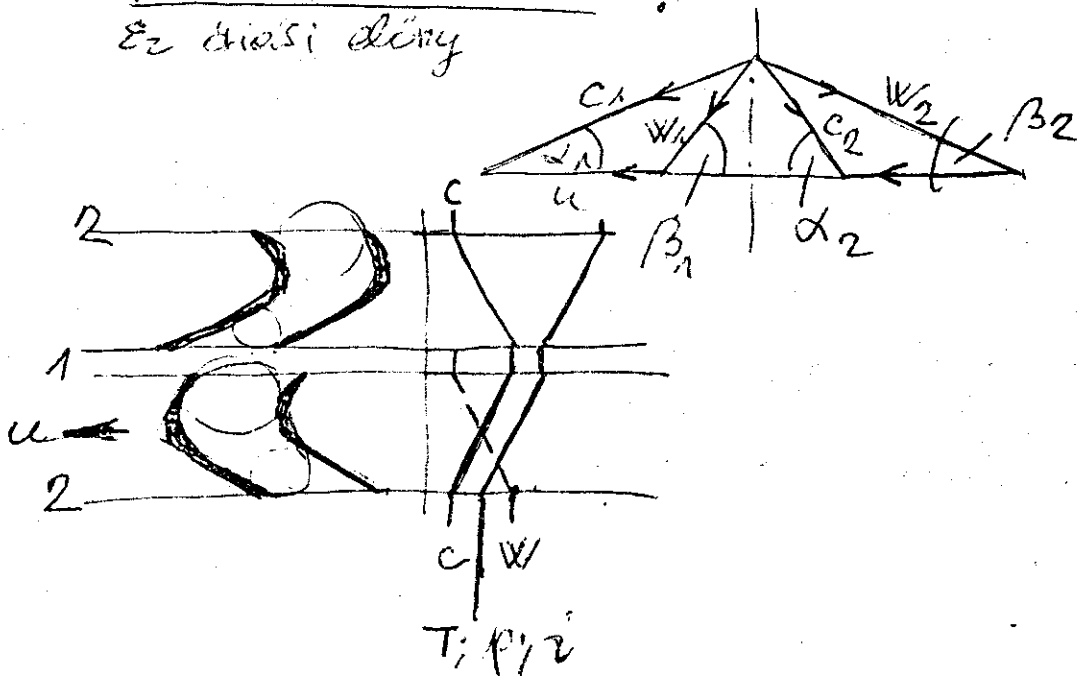
$$c_1^2 - c_2^2 = w_2 - w_1$$

$$c_1 = w_2; c_2 = w_1$$

$$\alpha_1 = \beta_2; \beta_1 = \alpha_2$$

Tükörszimmetria!

Éz más irány

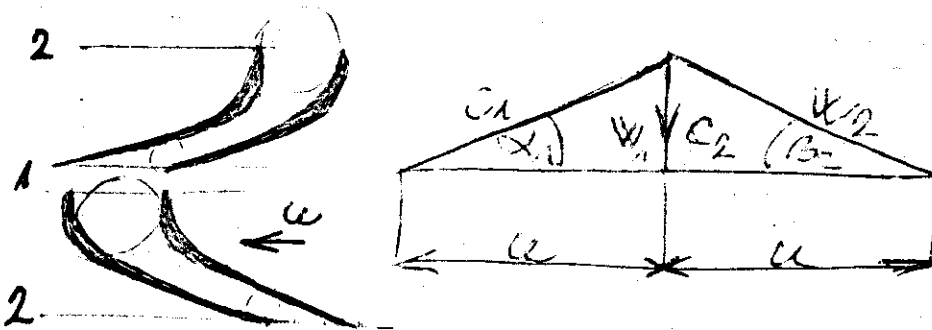


68

Optimalis, $r=0.5$ fokozat

Optimalis #6. Δ

$C_2 \perp U$, de ekkor $W_1 \perp U$



Az optimum ettől fontos!

$$\left(\frac{u}{C_2}\right)_{opt} = \cos \alpha_1$$

Akció's

Reakció's ($r=0.5$)

$$\left(\frac{u}{C_2}\right)_{opt} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$$

$$\left(\frac{u}{C_2}\right)_{opt} = \cos \alpha_1$$

Há $C_{1AKC} = C_{1ROS}$

akkor $u_{ROS} = 2u_{AKC}$

Éz hátrány a reakció'sta

69

Ha $\Delta U_{\text{Ave}} = \Delta U_{\text{Rcs}}$ akkor
a vi szögelt.

$$U_A = C_{1A} \frac{\cos \alpha_1}{2} ; U_R = C_{1R} \cos \alpha_1$$

$$C_{1A} = \sqrt{2 \cdot \Delta U_0} ; C_{1R} = \sqrt{2 \frac{\Delta U_0}{2}}$$

$$U_A = \frac{\sqrt{2 \cdot \Delta U_0} \cdot \cos \alpha_1}{2} ; U_R = \sqrt{\Delta U_0} \cos \alpha_1$$

$$\frac{U_R}{U_A} = \frac{\sqrt{\Delta U_0} \cdot \cos \alpha_1}{\frac{\sqrt{2} \sqrt{\Delta U_0} \cdot \cos \alpha_1}{2}} = \sqrt{2} = 1,414$$

Ez is hatvány a reakciósnak

3.5 Akció's és reakció's technikák összehasonlítása

| <u>Akció's</u> rosszabb | m üzt | <u>Reakció's</u> jobb |
|----------------------------|------------|--|
| kisebbs | u | nagyobb |
| nincs | Fa | igen nagy van, melynek kiszűrésére probléma |
| aszimmetrikus lépések | | szimmetrikus (tűköt) |
| kevesebb kell | kevesebb | több kell |
| olcsóbb gép könnyebb | | drágább gép súlyosabb |

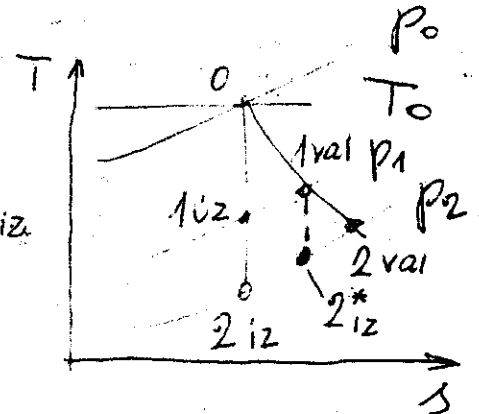
Az előnyök és hátrányok nagyfokú
kiszűrésre épít.

3.6. Egyfokozatú, turbólegős reakciós
csigaféle turbina számítása
(sorrend) egyszerűen.

Adott: $m; T_0; P_0; P_2; \varphi; \psi; \alpha_1; r; \delta$
 $c_p; R; \gamma; D_köz; E$

$$\Delta \dot{U}_{02} = \varphi (T_0 - T_{2iz})$$

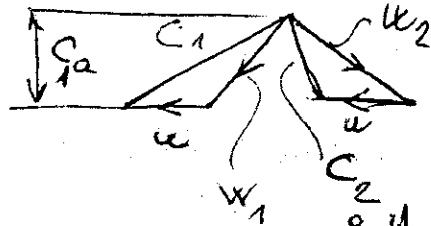
$$\frac{T_0}{T_{2iz}} = \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow T_{2iz}$$



$$r = \frac{\Delta \dot{U}_{f12}}{\Delta \dot{U}_{a12} + \Delta \dot{U}_{f12}} \Rightarrow \Delta \dot{U}_{f12}$$

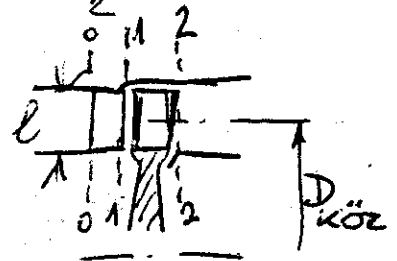
$$\Delta \dot{U}_{02} = \Delta \dot{U}_{a12} + \Delta \dot{U}_{f12} \Rightarrow \Delta \dot{U}_{a12}$$

$$\frac{C_{1iz}^2}{2} = \Delta \dot{U}_{a12}$$



$$C_{1val} = \varphi C_{1iz}$$

$$\frac{u}{C_{1iz}} = f(r) \Rightarrow u$$



$$\varphi^2 = \frac{\Delta \dot{U}_{1val}}{\Delta \dot{U}_{a12}} \Rightarrow T_{1val}$$

$$\Delta \dot{U}_{a12} \Rightarrow T_{1iz}$$

$$\frac{P_0}{P_1} = \left(\frac{T_0}{T_{1iz}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow P_1$$

72

$$P_i = R T_{1val} \rightarrow P_{1val}$$

$$m = D_{köz} \cdot \pi \cdot l \cdot \epsilon \cdot c_{1a} \cdot P_{1val} =$$

$$= D_{köz}^2 \frac{l_1 \cdot \pi \cdot \epsilon \cdot G_r \cdot P_{1val}}{D_{köz}} \rightarrow D_{köz} \rightarrow l_1$$

$$G_a = c_{1val} \sin \alpha_1$$

$$u = \frac{D_{köz}}{2} \cdot \omega \rightarrow \omega \rightarrow n$$

cosinus tételből $\rightarrow w_1$

$$w_{1val} = f(c_{1val}, u, \alpha_1)$$

$$\frac{w_{2üz}^2}{2} = \frac{w_{1val}^2}{2} + \Delta \dot{U}_{fiz} \rightarrow w_{2iz}$$

$$w_{2val} = \psi w_{2iz} \rightarrow w_{2val}$$

73

$$\psi^2 = \frac{w_{2val}^2}{2} = \frac{\frac{w_{1val}^2}{2} + \Delta u_{fval}}{\frac{w_{1val}^2}{2} + \Delta u_{fia}} \rightarrow \Delta u_{fval}$$

$$\Delta u_{fval} = c_p (T_{1val} - T_{2val}) \rightarrow T_{2val}$$

$$\frac{p_2}{\rho_{2val}} = R T_{2val} \rightarrow \rho_{2val}$$

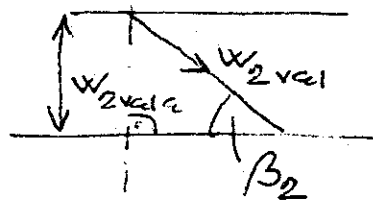
Ettől fopra többes ~~es~~ lehetséges

I. Legyen $l_1 = l_2$; $D_{2köz} = D_{1köz}$

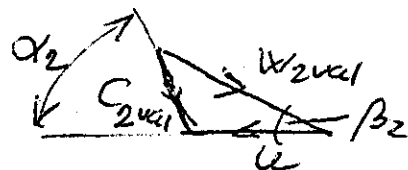
$$m = D_{2köz} \pi l_2 \rho_{2val} \cdot w_{2val} a \cdot \rho_{2val}$$

$$\rightarrow w_{2val} a = c_{2val} a$$

$$\text{Most } c_{1a} \neq c_{2val} a = w_{2val} a$$



β_2 közvetlenül számítható



c_{2val} és α_2 közvetlenül számítható

-74-

Most $C_2 \perp u$, hogy az legyen
a számítás más u -val is el kell végezni

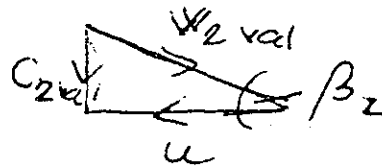
$\alpha_2 = f(u)$ -ből meghatároz-

ható az az α_2 , ahol $C_2 \perp u$.

II. $C_2 \perp u$ (feltétel)
 $\alpha_2 = 90^\circ$

Ebből

β_2 és $C_{2val} = W_{2val}$
is meghatározható.



Ezután viszont l_2 számítható.

III. Általában $l_2 > l_1$ (hogy ne növekedjen)
 $l_2 = x l_1$ $x = 1,05 \div 1,15$ (pl az axiális seb.)

Er az I. esettel azonos, itt is

$\alpha_2 = f(u)$ -ből kell meghatározni

az az α_2 -öt, ahol $C_2 \perp u$.

A valószínűs kénélis munka, ill. teljesítmény

$$W_{u, \text{val}} = u (C_{1u, \text{val}} \pm C_{2u, \text{val}}) =$$

$$= u (W_{1u, \text{val}} \pm W_{2u, \text{val}})$$

$$P_{u, \text{val}} = m \cdot W_{u, \text{val}}$$

A kitérés, veretesség Euler-ban benne van!

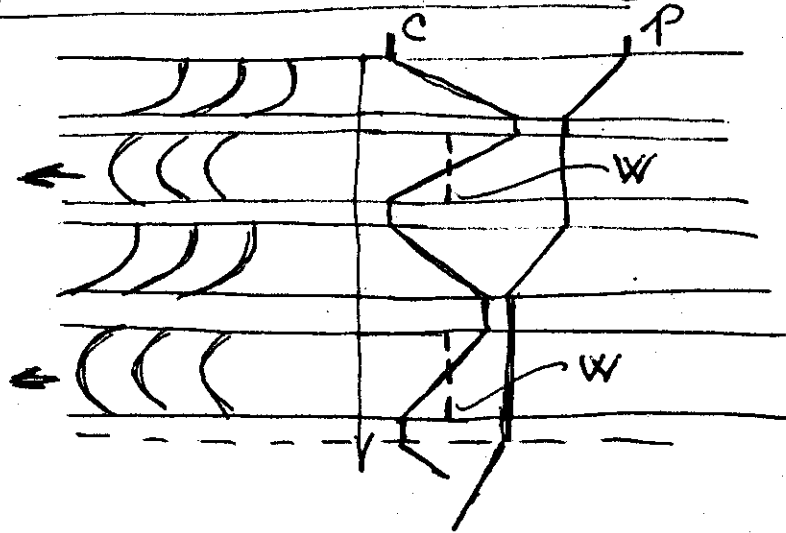
Ha φ -ben és ψ -ben mindeu veretesség benne van, akkor ez egyuttal effektív is.

Ha kimondottan csak a cs hászai lapát veretességei vannak φ -ben és ψ -ben, akkor a követendő veretességeket kell még figyelembe venni.

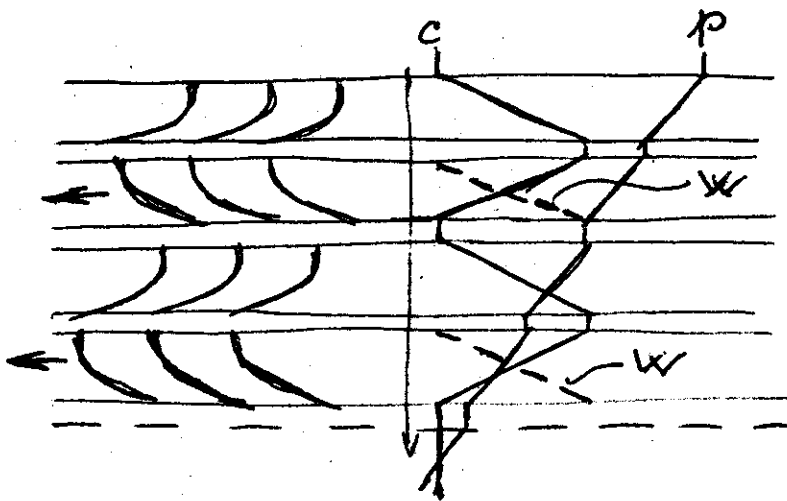
- a. veges hátsólapú lapáttal számzó veretesség
- b. res (lapát és ház között) veretesség
- c. lapát-kiötőzet veretesség
- d. Tárcsaszaklódás
- e. Mechanikai veretesség

37. Többfokozatú turbinák

1. Nyomásfokozatú akciós turbina



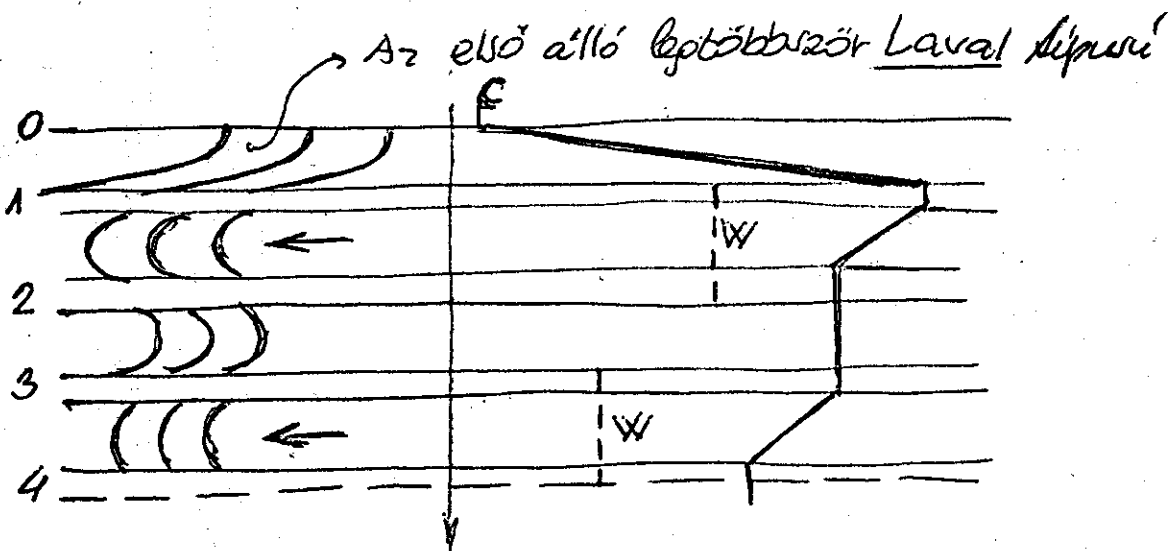
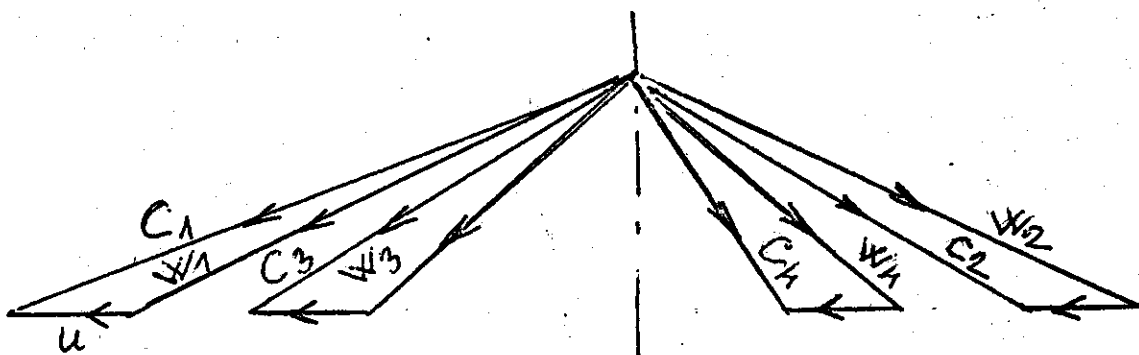
2. Nyomásfokozatú reakciós turbina



Ezeknél a turbínáknál a nyomás változék fokozatosan

3. Sebességfokozási turbina.

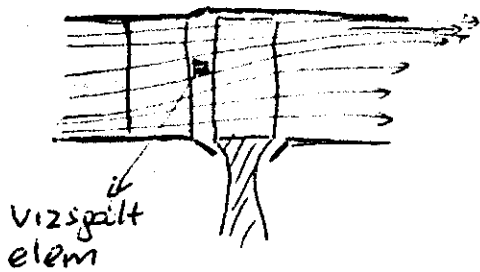
Itt az abszolút sebesség vektorainak fokozatokon



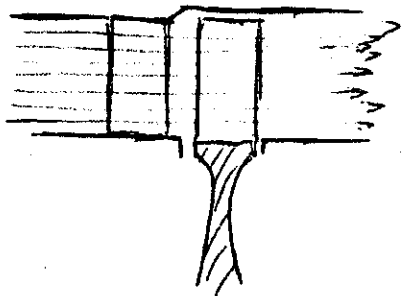
Az első álló kivételével minden lepet akros

Max. 3 sebességfokozást csinálnak
 Előny: Adott ΔU_0 -höz sokkal nagyobb egy fokozat u_1 -re
 Hátrány: Sok a veszteség

3.8. Lapátelszavarrás

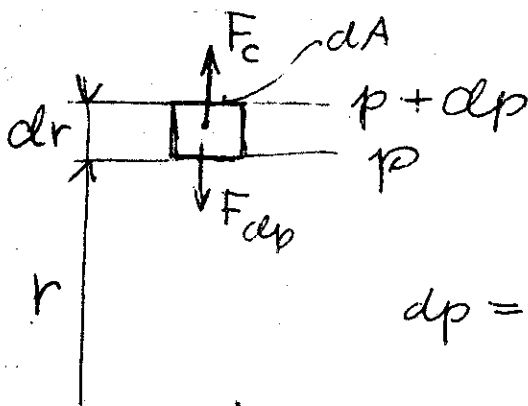


Lapátelszavarrás nélkül



Lapátelszavarrással

cell: a radiális áramlás megakadályozása
(vesztégek, seb. Δ . torzulás)



$$F_c = F_{cp}$$

$$\rho dA dr \frac{c_u^2}{r} = dp dA$$

$$dp = \rho c_u^2 \frac{dr}{r}$$

Meg minden változik
Legyen $\rho \approx \text{const}$. (változó $p; c_u; r$)

Bernoulli:

$$\frac{dp}{\rho} + \frac{C_u^2}{2} = \text{all}$$

Differenciálva

$$\frac{dp}{\rho} + C_u dC_u = 0$$

$$dp = -\rho C_u dC_u$$

$$\rho C_u^2 \frac{dr}{r} = -\rho C_u dC_u$$

$$\frac{dr}{r} + \frac{dC_u}{C_u} = 0$$

Integrálás után:

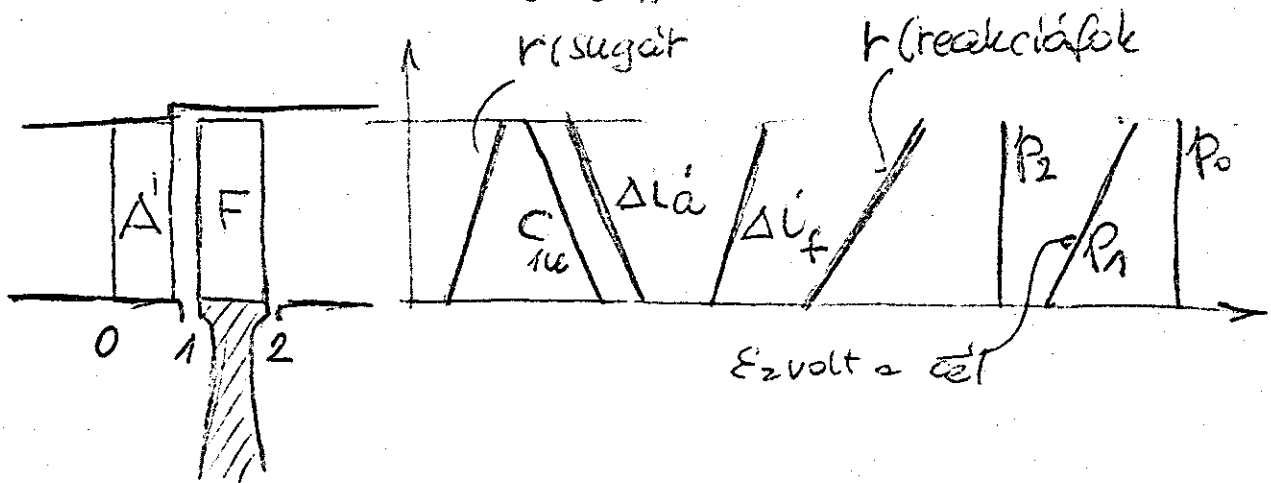
$$r C_u = \text{all.} \quad (\text{állandó cirkuláció})$$

konkrétan

$$r C_u = \text{all.}$$

Figyelom: r itt sugar

A paraméterek változása a lapát-
hossz mentén



$$\Delta u_a' + \Delta u_f = \Delta u_0 = \text{const}$$

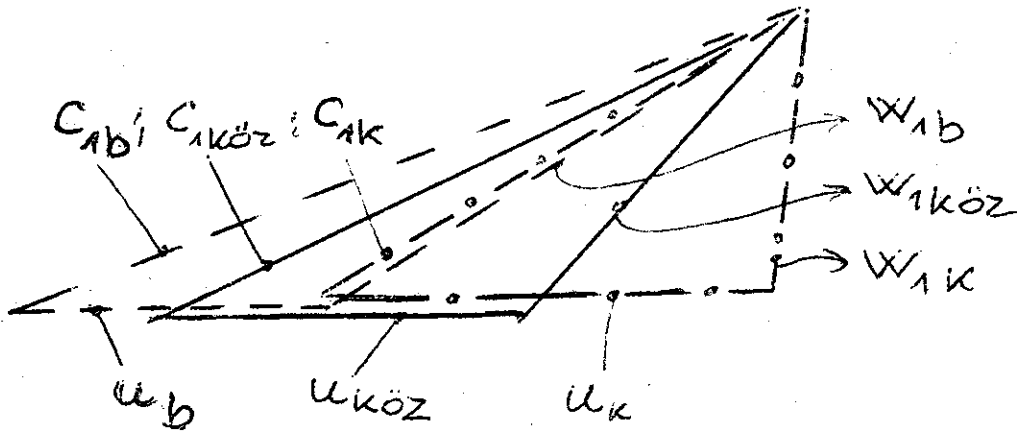
Seb. Δ változásának okai

a) u változása miatt

b) $r C_{1u} = \text{const}$ -1-

----- belső ϕ
 ————— közép —||—
 - - - - - külső —||—

Az egyszerűsített állólépcső
 síkjában csak az 1 pontbeli
 seb. Δ -et vizsgáljuk

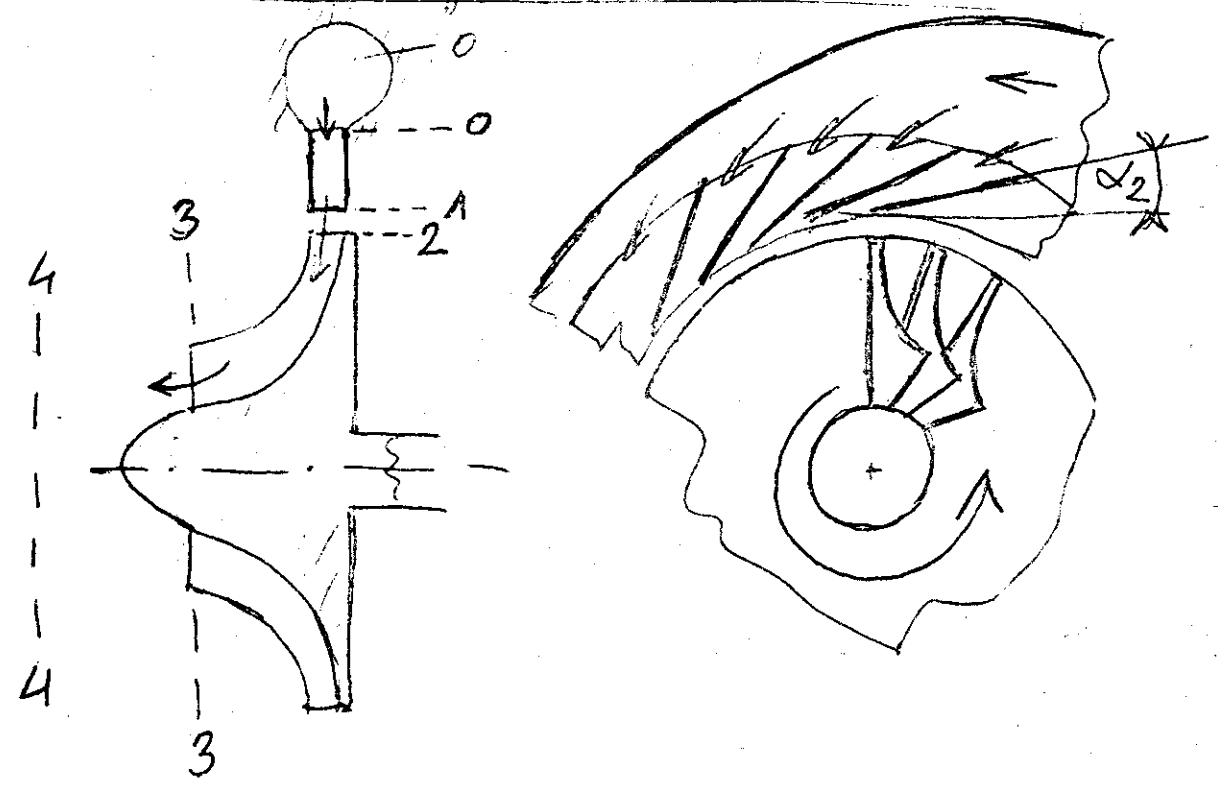


Szögváltozások

Állólépcsőt kilépő ele kismértékben
 Forgólépcsőt belépő ele igen erősen
 változik.

Forgólépcsőt kilépő ele szintén változik

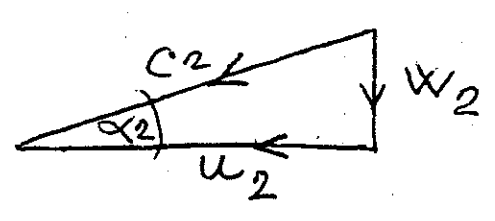
4. Centripetális turbinák



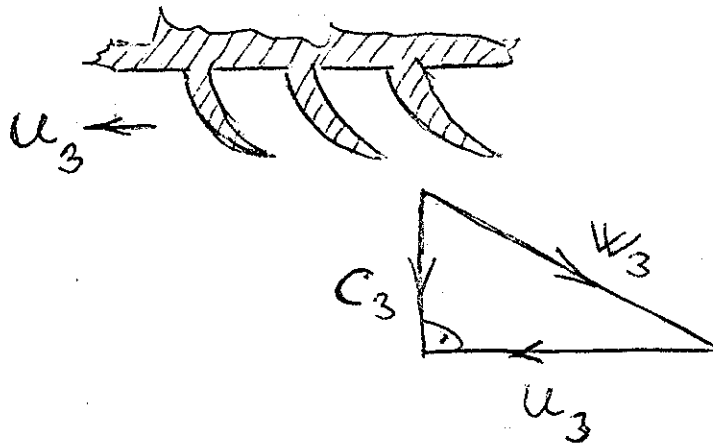
Felhasználásra kis átviteli közegmennyiség esetén. (kisméretű turbóöltők)

Állólapit működése, szerepe azonos az axiális turbínáéval

Belepis sebességi Δ



kilépő seb. Δ



JH is fontos a porcsületmentes
kiömlés!

Euler egyenlet

$$w_u = u_2 c_{2u} \pm u_3 c_{3u}$$

$$u_2 > u_3$$

Első közelítésben
nem jelentős

$$P_u = m (u_2 c_{2u} \pm u_3 c_{3u})$$

Döntő különbség az axiális és radiális
(centripetális) turbina között, hogy

itt $u_2 \neq u_3$

84

Energiaegyenlet a járókerékben(Itt a különbség az axiális és
radiális turbina között)

$$\frac{w_{2val}^2}{2} + \Delta i_{fiz} = \frac{w_{3iz}^2}{2} + w_c$$

ahol w_c a centripetális erőter
munkája, mivel $u_2 \neq u_3$

$$w_c = \int_{r_2}^{r_3} \omega^2 r dr = \frac{u_3^2 - u_2^2}{2}$$

$$\frac{w_{2val}^2}{2} + \Delta i_{fiz} = \frac{w_{3iz}^2}{2} + \left(\frac{u_3^2 - u_2^2}{2} \right) \Rightarrow w_{3iz}$$

$$w_{3val} = \psi w_{3iz}$$

Tehát w_{3val} lehet 0, sőt negatív,
a turbina kompresszióval

TURBINÁK LÜKTETŐ ÜZEMÉNEK PÓTLÓLAGOS VESZTÉSÉGEI

Alapvetően kétféle feltöltési rendszer van:

a. Büchi-féle feltöltés, jellemzője a nagy kipufogógáz-térrel rendelkező motor szelepei és a kipufogógáz-turbína közti távolság. A turbína szelepektől távol van.

b. „Impulzus” feltöltés (magyar szakkifejezés nem honosított szó). A turbína a lehető legközelebb van a kipufogó szelepekhez.

Két veszteség keletkezik:

a. A mozgási energiának hőenergiává, majd esetleg mozgási energiává történő átalakulásával kapcsolatos veszteségek (irreverzibilitás). Ez elsősorban a Büchi-re jellemző.

b. A lüktetés következtében a felületábrán ütközési, leválási veszteség keletkezik. Ez elsősorban az „Impulzus” feltöltésre jellemző.

Az a. veszteség Műszaki Hőtan problémája, ezzel itt nem foglalkozunk.

A b. veszteséget most tárgyaljuk.

Likítés miatt miatti össz-vesztés:

- Büchi-nél 2-2,5%
- „Impulzus”-nál 1,5-2%

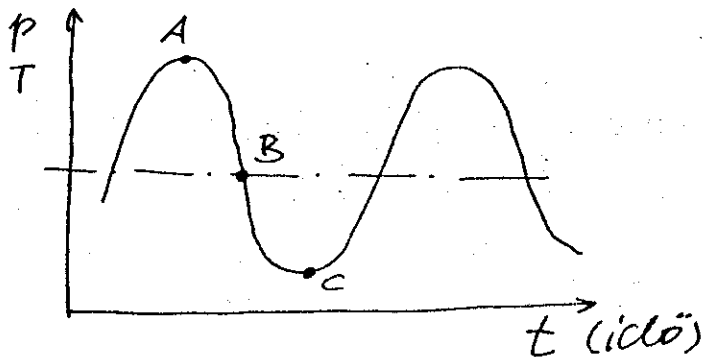
Az össz-vesztésnek kb:

- 55-60% az magánteljesítés miatt,
- 40-45%-a az ütközések miatt keletkezik.

Tiszán egyik rendszer sem jön létre, csak az arányok változnak.

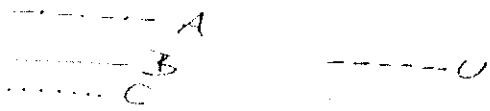
A fejlődés, ill. alkalmazás az „Impulzus” rendszer felé mutat, talán valamelyest kevesebb a veszteség.

A likítésű üzem időtartékban stacioner.

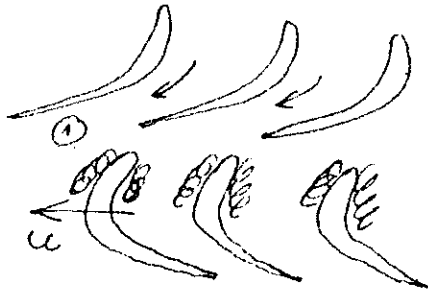
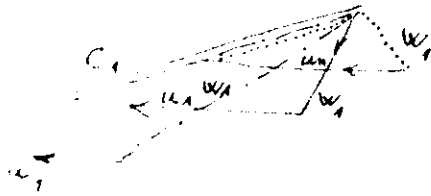


Az ütközés keletkezése:

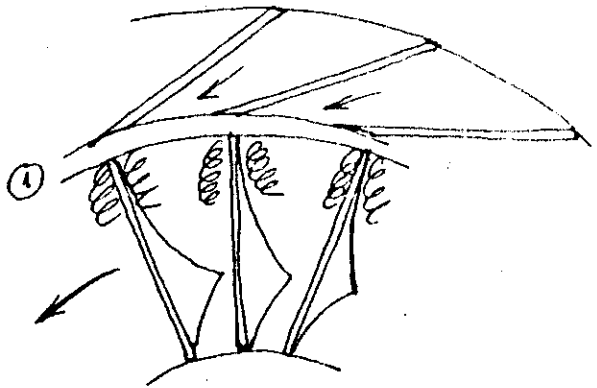
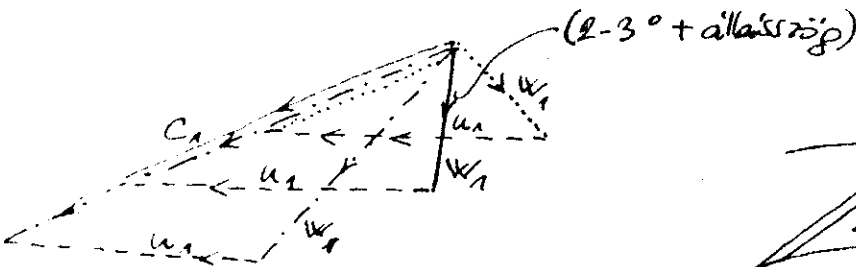
Kerékes feltételok:
 C irányú változatlan
 a mélységre állandó



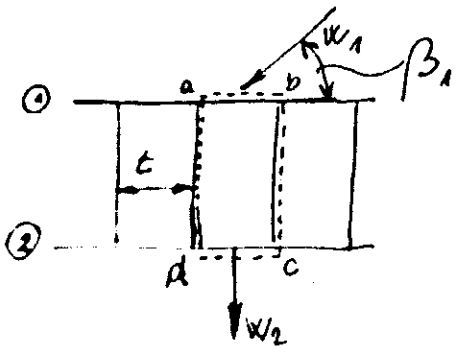
Axiális turbina



Radális turbina



A legegyszerűbb ütközés elmélet, ill. vektorepi teherzés (4)



A közep összenyomhatatlan!
 A csúcs egyirányú magasságig

Folytonosság egyenlete:

$$\rho w_1 \sin \beta_1 t = \rho w_2 t$$

Sűrűdés nincs!

w_2 irányba felírt impulzus egyenlet:

$$\rho w_1^2 \sin^2 \beta_1 t + p_1 t = \rho w_2^2 t + p_2 t$$

ahol: p_1 ill. p_2 az áramló közeg statikus nyomása.

Az átvesztési veszteség definíciója:

$$\xi = \frac{p_1^* - p_2^*}{\frac{1}{2} \rho w_1^2}$$

$$\text{ahol: } p_1^* = p_1 + \rho \frac{w_1^2}{2};$$

$$p_2^* = p_2 + \rho \frac{w_2^2}{2}$$

Nyilvánvaló, hogy $p_1^* > p_2^*$.

$$\xi = \frac{(p_1 + \rho \frac{w_1^2}{2}) - (p_2 + \rho \frac{w_2^2}{2})}{\frac{1}{2} \rho w_1^2}$$

Felhasználva a folytonosság és impulzus egyenleteket:

$$\xi = \frac{p_1 - p_2 - \rho w_2^2 - \rho w_1^2 \sin^2 \beta_1}{\frac{1}{2} \rho w_1^2} = \frac{\frac{w_1^2}{2} - w_1^2 \sin^2 \beta_1 - \frac{w_2^2}{2} + w_2^2}{\frac{1}{2} \rho w_1^2} = \frac{\frac{w_1^2}{2} - w_1^2 \sin^2 \beta_1 + \frac{w_1^2 \sin^2 \beta_1}{2}}{\frac{1}{2} \rho w_1^2} = 1 - \sin^2 \beta_1 = \cos^2 \beta_1$$

Radialis turbínák esetében w_1 eltérése a radiálstól kb $\pm 30-40^\circ$, így ξ értéke 0,2-0,4 közötti.

RADIALIS, CENTRIPETÁLIS TURBINÁK TERMIKUS, ÁRAMLÁSTANI SZÁMÍTÁSA

Radialis, centripetális turbinák termikus-áramlástani számításainak alapfeltétele a reakciófok ismerete. Ezt először ezzel foglalkozunk.

Axialis turbináknál r értéket a futólapás alakja határozza meg. Centripetális turbináknál hasonlóan. A járókerék formája (előre, radialis, hátra) lényegében meghatározza a reakciófokot.

A reakciófokot az ideális hőességekkel definiálva:

$$r = \frac{\Delta i_{\text{f}id}}{\Delta i_{\text{o}id}} = 1 - \frac{1}{2\psi^2} \left(\frac{c_{1v}^2}{\Delta i_{\text{o}id}} \right)$$

$$c_{1v} = \psi c_{1d} = \psi \sqrt{2 \Delta i_{\text{o}id} (1-r)}$$

Egyszerűsítő jelölés } „1” álló és járókerék között
 } „2” járókerék után

Az alapegyenletben még két ismeretlen ($r; c_{1v}$) van.

Jöjtek fel a járókerék energia egyenletés:

$$\frac{w_{2v}^2}{2} = \psi^2 \left(\frac{w_{1v}^2}{2} + r \Delta i_{\text{o}id} - \frac{u_1^2}{2} + \frac{u_{2k}^2}{2} \right)$$

„k” közepes ϕ

Egyszerűsítő feltételek:

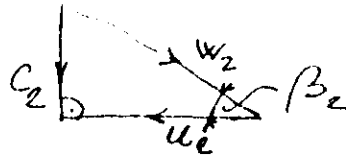
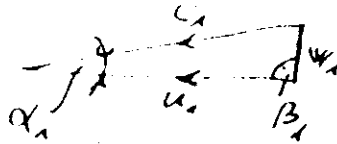
a) az álló csapákvétele közötti részben az állapotváltozást most elhanyagoljuk.

b) csak radialis turbínáknál vizsgáljuk.

c) $w_{1uv} = 0$; $c_{1uv} = u_1$; $w_{1v} = w_{1a}$

d) $c_{2uv} = 0$; $c_{2v} = c_{2av}$

e) $c_{2av} = c_{2v} = c_{1av} = w_{1v}$



A közeli (egyszerűsítő) feltételekkel:

$$w_{2v}^2 = c_{2v}^2 + u_{2k}^2 = c_{1av}^2 + u_{2k}^2 = c_{1v}^2 \sin^2 \alpha_1 + u_{2k}^2$$

$$w_{1v}^2 = c_{1v}^2 - u_1^2$$

$$u_1 = c_{1v} \cos \alpha_1$$

$$u_{2k} = m \cdot u_1 = m c_{1v} \cos \alpha_1$$

$$m = u_{2k} / u_1 = D_{2k} / D_1 \quad (0,35 - 0,5)$$

A járókerék energia egyenletébe behelyettesítve a fenti egyszerűsítő feltételeket:

$$r = \frac{1}{2} \left(\frac{c_{1v}^2}{\Delta i_{\text{öid}}} \right) \left[\frac{\sin^2 \alpha_1}{\psi^2} - 1 + \cos^2 \alpha_1 \left(\frac{m^2}{\psi^2} + 2 - m^2 \right) \right]$$

A reakciófokot definiáló egyenletből

$$(1-r)2\varphi^2 = \frac{c_{1v}^2}{\Delta i_{\text{öid}}} \text{ értéket kifejezve}$$

és a fenti egyenletbe helyettesítve, r értékek végleges kifejezése a következő:

$$r = \frac{1}{1 + \frac{1}{\varphi^2 \left[\frac{\sin^2 \alpha_1}{\psi^2} - 1 + \cos^2 \alpha_1 \left(\frac{m^2}{\psi^2} + 2 - m^2 \right) \right]}}$$

Radialis turbinák reakciófoka 0,4-0,5 közötti.

A turbina versetési nem jelentősen befolyásolja r értékét.

Példa:

$$\alpha_1 = 25^\circ$$

$$m = 0,45$$

$$\left. \begin{array}{l} \alpha_1 = 25^\circ \\ m = 0,45 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \rightarrow \varphi = 0,96; \psi = 0,94 \text{ „jó” turb. } r = 0,444 \\ \rightarrow \varphi = 0,92; \psi = 0,9 \text{ „rossz” turb. } r = 0,433 \\ \rightarrow \varphi = \psi = 1 \text{ (ideális)}; r = 0,451 \end{array}$$

Radialis, centripetalis turbinák termikus-áramlási számítása

Lényegében azonos az axiálisnál, ezért elsősorban csak a külső sebességeket tárgyaljuk.

Előre felveendő adatok:

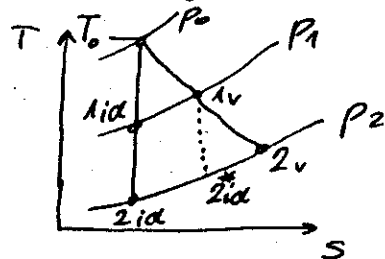
$$T_0; P_0; P_2; \varphi; \psi; m; \alpha_1; \Delta g; R_g; \epsilon_1 = \epsilon_2$$

$\Delta U_{id} = U_0 - U_{2id}$ számítása azonos

az axiális turbináéval.

r (reakciófok) értéke számítható:

$$r = \frac{1}{1 + \frac{1}{\varphi^2 \left[\frac{\sin^2 \alpha_1}{\psi^2} - 1 + \cos^2 \alpha_1 \left(\frac{m^2}{\psi^2} + 2 - m^2 \right) \right]}}$$



r ismeretében ΔU_{id} és ΔU_{aid} számítható.

T_{1id} és P_1 ; $\frac{P_0}{P_1}$; T_{1v} ; P_{1v} ; C_{1v} számítható, pontosan úgy, mint az axiális turbináknál.

Az u_1 kar. seb. meghatározása:

$$w_{1v} u = 0 \text{ feltételből: } u_1 = c_{1v} \cos \alpha_1$$

$$c_{1va} = w_{1v} = c_{1v} \sin \alpha_1$$

Az l_1 lapátszélesség (magasság) meghatározásához D_1 -et ismerni kell. Optimális viszonyok kiemmelése érdekében a műszaki értékek várható D_1 körül és D_1 -el célszerű számolni (függő).

$$l_1 = \frac{m}{D_1 \pi \varepsilon c_{1va} \rho_{1v}}$$

$$m \text{ (fod)}; n = \frac{u_1 \cdot 60}{D_1 \pi} \text{ (f/perc)}$$

A w_{2v} relatív sebesség a járókerékhez relatív energia egyenletből:

Az I. jegyzetben ismertefelt energia egyenlet steni jelölésekkel:

$$\frac{w_{1v}^2}{2} + \Delta l_{jia} = \frac{w_{2ia}^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_{2k}^2}{2}$$

$$w_{2ia} = \sqrt{w_{1v}^2 + 2 \Delta l_{jia} - (u_1^2 - u_{2k}^2)} =$$

$$= \sqrt{w_{1v}^2 + 2 \Delta l_{jia} - u_1^2 (1 - m^2)}$$

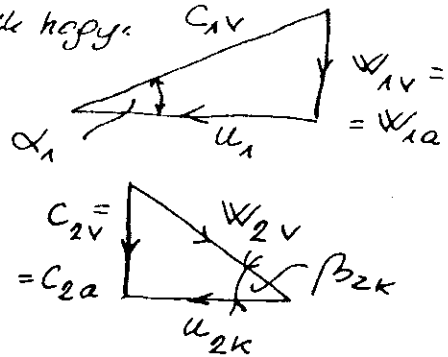
$$\left[m = \frac{u_{2k}}{u_1} = \frac{D_{2k}}{D_1} \right]$$

$$w_{2v} = \psi w_{2ia}$$

A perdületmentes kilepés feltétele, $C_{2v\theta} = 0$

Az r meghatározásánál is felvevük hogy:

$$W_{1v} = W_{2va} = C_{2v} = C_{2a}$$



$$C_{2v} = \sqrt{W_{2v}^2 - u_{2k}^2}$$

u_{2k} = kilepő keresztmetszet közepes kerületi sebessége

$$\beta_{2k} = \arcsin \frac{C_{2v}}{W_{2v}}$$

A járókerékből kilepő gáz jellemzői:

T_{2id} a Poisson egyenletből $\rightarrow T_{2id}$

T_{2v} meghatározása:

Lényegében úgy, mint az axiális turbínáknál:

$$\psi^2 = \frac{W_{2v}^2}{W_{2id}^2} = \frac{2 \left[\frac{W_{1v}^2}{2} + \Delta i_{jv} - \frac{u_1^2}{2} (1-m^2) \right]}{2 \left[\frac{W_{1v}^2}{2} + \Delta i_{jid} - \frac{u_1^2}{2} (1-m^2) \right]} \rightarrow \Delta i_{jv}$$

$$T_{2v} = T_{1v} - \frac{\Delta i_{jv}}{c_{pg}}$$

$$l_2 = \frac{\dot{m}}{D_{2k} \pi \varepsilon C_{2v} \rho_{2v}}$$

$$\rho_{2v} = \frac{p_2}{R_g T_{2v}}$$

Ha l_2 jól elhelyezhető a kitépő átmérőknél és $D_{2\text{külső}} < D_1$, akkor előzetes felvételeink jók (Figyelem: $D_{2\text{belső}}$ -re is figyelni kell a kitépő átmérőkből).

Amennyiben $D_{2\text{külső}} \gg D_1$, akkor baj van, felvételeink nem voltak jók, legtöbb esetben m értékek növekedéséig elegendő, ha nem elég, akkor D_1 értékét kell növelni. Ezért célszerű egyszerre több D_1 értékkel számolni.

Túl nagy m -nél nincs megoldás, ezért nagy m -oknál az axiális turbina kedvezőbb, kis m -oknál fordított.

A fajlagos kerületi munka: (perdiütmentes kitépés)

$$W_{uv} = C_{uv} \cdot u_1 = u_1^2 \quad \left(\frac{J}{kg} \right); \left(\frac{W}{\frac{kg}{s}} \right)$$

$$\eta_{uv} = \frac{W_{uv}}{\Delta i_{oid}}$$

Ebben az η_{uv} -ben csak a ψ -ből, ψ -ből és a kitépő sebességből keletkező veszteségek vannak benne.

Egyéb veszteségek:

- Tárcasurlódási veszteség (1-2%)
- Mechanikai veszteség. Kicsi turbófeldolító járókerék méreteinél ee 2-3%, már nem elhanyagolható. Nagy turbínáknál 0,2-0,5%.

- Részvesztés. Mivel a lapátmagasság viszonylag kicsi, turbófeltöltők radiális turbínáinál $l_1 = 5-12 \text{ mm}$; $l_2 = 20-40 \text{ mm}$, a rés hossza pedig nagy, 20-50 mm, ezért a részvesztés viszonylag nagy, 5-7%.

Tájékoztató η_{eff} értékek radiális-centripetális tur-
bínáknál: $\eta_{\text{eff}} = \eta_{\text{uv}} - \sum \Delta\eta$ (tárcsa, mech, részveszt, stb.)

Járműgázturbináknál:

$m = 0,5-1 \text{ kg/s}$ (max 1,5 kg/s); $\eta_{\text{eff}} = 0,8-0,85$

Turbófeltöltőknel:

- Nagyteljesítményű vasúti dízelmotoroknál és hajómotoroknál η_{eff} olyan mint a járműgázturbináknál. Esetleg 1-2%-al alacsonyabb, az egyszerűbb kivitel miatt.
- 150-250 kW-os jármű (közeli) motoroknál:
 $\eta_{\text{eff}} = 0,75-0,8$
- Személygépközi ($P_{\text{eff}} < 100 \text{ kW}$) pedálok motoroknál $\eta_{\text{eff}} = 0,65-0,75$.