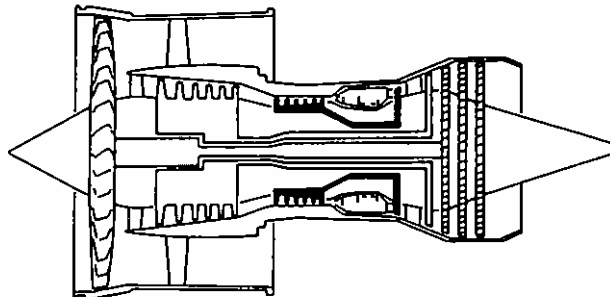


**BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM  
REPÜLŐGÉPEK ÉS HAJÓK TANSZÉK**

## **SEGÉDLET**

**GÁZTURBINÁS REPÜLŐGÉP HAJTÓMŰ  
ÉVFOLYAMTERV  
KÉSZÍTÉSÉHEZ**



**Összeállította:**

**Dr. Sánta Imre**  
*egyetemi docens*

**Budapest**  
**2007**

Dr. Sánta Imre: Segédlet gázturbinás repülőgép hajtómű évfolyamterv készítéséhez

(Bővített, átdolgozott kiadás)

© Dr. Sánta Imre, 2004

Kiadja:  
Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem  
Repülőgépek és Hajók Tanszék

*Készült a "Széchenyi Professzori Ösztöndíj" támogatásával*

## JELÖLÉS JEGYZÉK

$M_0$	- repülési Mach-szám	$\pi(\lambda)$	- nyomás gázdinamikai függvény
$v_o$	- repülési sebesség	$q(\lambda)$	- dimenziótlán tömegáram
$c$	- abszolút sebesség	$\varepsilon(\lambda)$	- sűrűség gázdinamikai függvény
$w$	- relatív sebesség, munka	$z(\lambda)$	- impulzus gázdinamikai függvény
$u$	- kerületi sebesség	$\dot{m}$	- tömegáram
$n$	- fordulatszám	$T$	- abszolút hőmérséklet
$q_T$	- tüzelőanyag-levegő arány	$p$	- abszolút nyomás
$H_a$	- alsó fűtőérték	$I$	- impulzus
$\alpha$	- kétáramúsági fok, szög	$i$	- entalpia, állásszög
$\beta$	- szög, állandó	$R$	- specifikus gázállandó
$\gamma$	- légviszony, beállítási szög	$c_p$	- izobar fajhő
$\delta$	- relatív levegőelvétele, lemaradási szög	$c_v$	- izochor fajhő
$\varepsilon$	- szög, keresztmetszet csökkenés	$b_{fajl}$	- fajlagos tüzelőanyag fogyasztás
$\varphi$	- sebesség tényező, szög	$F_t$	- tolóerő
$\kappa$	- adiabatikus kitevő	$h$	- húr hossz
$\lambda$	- dimenziótlán sebesség, munkatényező	$b$	- lapátszélesség
$\pi^*$	- nyomásviszony	$r^o$	- reakciófok
$\rho$	- sűrűség	$r$	- sugár
$\psi$	- sebesség tényező	$t$	- osztás
$\sigma^*$	- össznyomás-visszanyerési tényező	$l$	- lapáthossz
$\sigma$	- feszültség	$e$	- legnagyobb ívmagasság helye
$\eta$	- hatásfok	$P$	- teljesítmény
$\zeta$	- relatív teljesítmény elvétele, szög	$D$	- átmérő
$\mu$	-perdületapadási tényező	$\bar{d}$	- $D_b/D_k$ átmérőviszony
$\xi$	-tárca és lapátél súrlódási tényező	$\bar{H}$	- fajlagos munkatényező
$\Theta$	- profil hajlítási szög, csigaház keresztm. szög	$H$	- repülési magasság
$z$	- fokozatszám, lapátszám	$L_0$	- 1 kg tüzelőanyag elméleti levegőszükséglete
$\pi(\lambda)$	- hőmérséklet gázdinamikai függvény	$L$	-fajlagos munka

### Alsó és felső indexek

$\dot{E}$	- égéstér	$D$	-diffúzor
$sz$	- szívócsatorna	$prop$	- propulziós
$T$	- turbina	$t$	- toló
$K$	- kompresszor	$elm$	- elméleti
$p$	- politropikus	$i$	- i-edik, belső
$s$	- izentrópikus	$w$	- relatív sebességhez tartozó
$F$	- fuvócső	$c$	- abszolút sebességhez tartozó
$fok$	-fokozat	$u$	- tangenciális, utánégető
$f$	- forgórész, forgólapátmozás	$a$	- axiális
$kr$	- kritikus	$r$	- radiális
$l, lev$	- levegő	*	- torlóponyi, névleges
$g$	- füstgáz	$\Omega$	- munkacsökkenési tényező
$R\dot{A}$	- rendelkezésre álló	$fajl$	- fajlagos
$ta$	- tüzelőanyag	$\acute{a}$	- állólapátmozás
$m$	- közepes (radiálisan), mechanikai, kitevő	$\theta$	- környezeti állapot
$b$	- belső	$II$	- külső áram
$k$	- külső	'	- külső áram
$köz$	- közepes	$e$	- expanzió

# TARTALOMJEGYZÉK

JELÖLÉS JEGYZÉK.....	iii
TARTALOMJEGYZÉK.....	1
1. ADATOK SZÁMÍTÁSOKHOZ.....	2
1.1. Össznyomás-visszanyerési tényezők.....	2
1.2. Hatásfokok.....	3
1.3. Tömegáram módosulást tükröző tényezők.....	4
1.4. Sebességek.....	5
1.5. Gázdinamikai függvények.....	5
1.6. A gázjellemzők meghatározása.....	6
1.8 Paraméterek meghatározásának folyamata.....	7
2. OPTIMÁLIS PARAMÉTEREK MEGVÁLASZTÁSA.....	10
2.1. Egyáramú sugárhajtómű.....	12
2.2 Kétáramú sugárhajtómű szétválasztott áramokkal.....	16
2.3. Kétáramú sugárhajtómű keverőtérrel.....	19
2.4. Turbólégcsavaros hajtómű.....	22
2.5. Munkaturbinás hajtómű.....	24
2.6. A levegő tömegáramának meghatározása.....	25
3. A HAJTÓMŰ JELLEGZETES KERESZTMETSZETEINEK ELŐZETES MEGHATÁROZÁSA.....	25
4. AXIÁLKOMPRESSZOROK SZÁMÍTÁSA.....	29
4.1. Általános adatok.....	29
4.2. Fokozatok számítása.....	32
4.2.1. Számítás a fajlagos munkatényező felhasználásával.....	32
4.2.2. Kompresszor méretezés a hőmérsékletváltozások alapján.....	38
4.2.2.1. Fokozatszám megválasztás.....	39
4.2.2.2. A lapáthosszak és átmérők számítása.....	43
4.2.2.3. A lapátszám meghatározása.....	43
4.2.3. Transzszónikus fokozat közelítő számítása.....	44
4.2.4. A gázáramlási szögek meghatározása a sugár mentén.....	45
5. CENTRIFUGÁLIS KOMPRESSZORFOKOZAT SZÁMÍTÁSA.....	46
5.1 A centrifugális kompresszorfokozatok alapvető geometriai jellemzői:.....	46
5.2. A járókerék külső átmérőjének meghatározása.....	47
5.3. A belépő ( $A_1$ ) keresztmetszet jellemzőinek meghatározása.....	47
5.4. Járókerék lapátközi csatorna mélységének meghatározása.....	49
5.5. A diffúzor számítása.....	50
6. TÖBBFOKOZATÚ TURBINÁK SZÁMÍTÁSA, A FOKOZATSZÁM MEGÁLLAPÍTÁSA ..	54
6.1. Általános adatok.....	54
6.2. A fokozatok száma.....	55
6.3. Turbina fokozatok számítása.....	56
6.3.1. A lapátszám meghatározása.....	60
7. LAPÁTPROFIL SZERKESZTÉSE.....	61
7.1. Kompresszor lapátok.....	61
7.1.1. A lapátprofil megszerkesztése.....	63
7.2. Turbina lapátok.....	64
7.2.1. A lapátprofil megszerkesztése.....	65
GÁZDINAMIKAI FÜGGVÉNYEK.....	69
FELHASZNÁLT IRODALOM.....	73

# 1. ADATOK SZÁMÍTÁSOKHOZ

## 1.1. Össznyomás-visszanyerési tényezők

Szívócsatorna össznyomás-visszanyerési tényezők (továbbiakban: ö.v.t.):

Turbólégcsavaros hajtómű  $\sigma_{SZ}^* = 0,97 \div 0,99$

Sugárhajtómű szubszonikus, illetve nem szabályzott szívócsatorna

$$M_0 < 1 \quad \sigma_{sz}^* = 0,96 \div 0,98$$

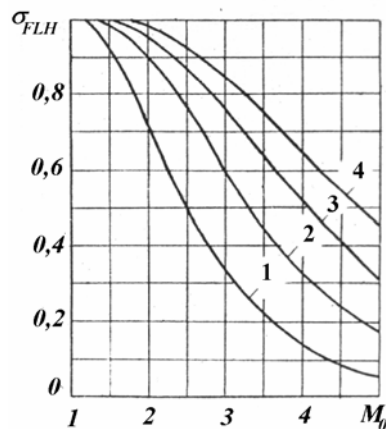
$$M_0 = 1 \div 1,5 \quad \sigma_{sz}^* = 0,92 \div 0,96$$

Szuperszonikus szívócsatorna  $\sigma_{sz}^* = \sigma_{FLH}^* \sigma_{csat}^*$

ahol -  $\sigma_{FLH}^*$  - ö.v.t a ferde lökeshullámokon,  $\sigma_{csat}^*$  - a csatorna ö.v.t.-je.

$$\sigma_{FLH}^* \rightarrow \text{1.1 ábra [7]}, \quad \sigma_{csat}^* = 0,88 \div 0,94$$

Az ábrán a görbékhez tartozó számok a ferde lökeshullám számát jelölik.



1.1. ábra

A szuperszonikus szívócsatorna ö.v.t-jének közelítő meghatározására a

$$\sigma_{sz}^* = 1 - 0,75(M_0 - 1)^{1,35}$$

összefüggést is alkalmazhatjuk [8].

$\sigma_{FR}^*$  - a kompresszor forgórészek közötti ö.v.t.  $\sigma_{FR}^* = 0,98 \div 0,99$

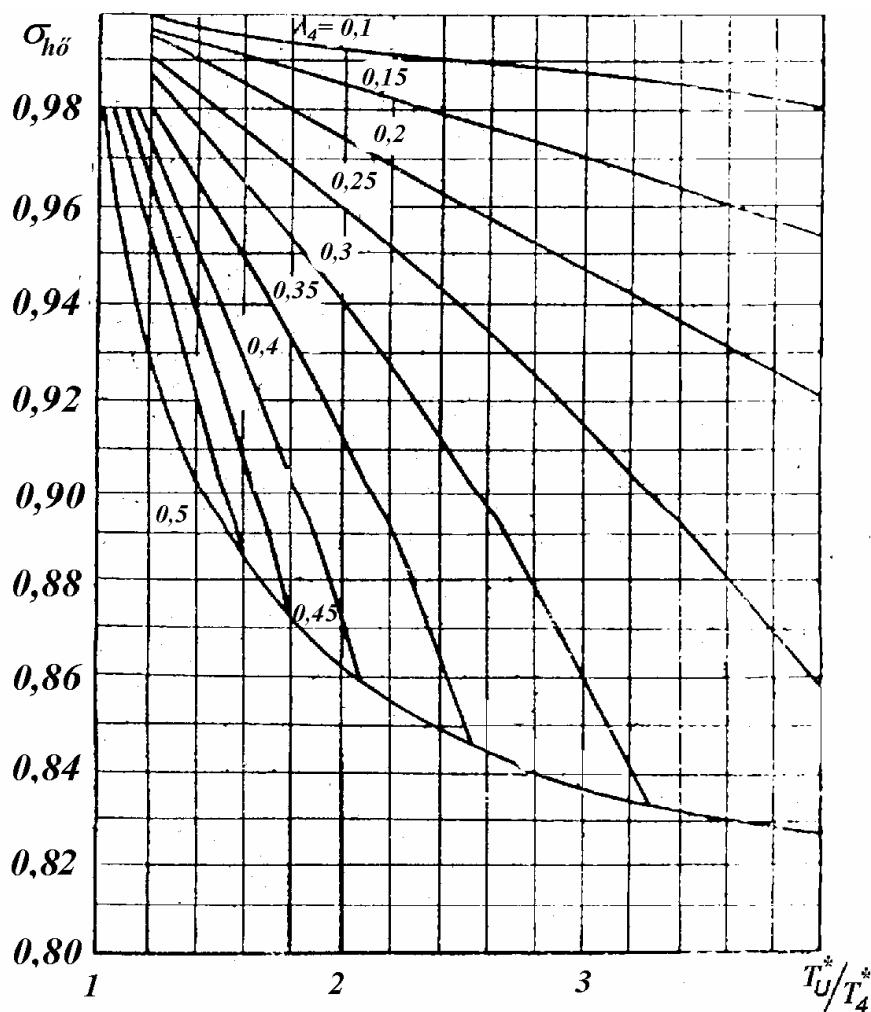
$\sigma_{II}^*$  - a külső áram ö.v.t  $\sigma_{II}^* = 0,92 \div 0,96$

$\sigma_{é}^*$  - égéstér ö.v.t  $\sigma_{é}^* = 0,94 \div 0,97$

$\sigma_u^*$  - utánégető ö.v.t.  $\sigma_u^* = \sigma_{hydr}^* \sigma_{hő}^*$

$$\sigma_{hydr}^* = 0,92 \div 0,96$$

$$\sigma_{hő}^* \rightarrow \text{1.2. ábra [7]}$$



1.2. ábra

Az 1.2. ábrán a  $\sigma_{hő}$  változása látható az utánégetőben bekövetkező hőmérsékletnövekedés ( $T_U^*/T_4^*$ ) miatt. Paraméter a turbina utáni dimenziótlans sebesség  $\lambda_4$

### 1.2. Hatásfokok

- $\eta_L$  - légsavar hatásfok  $\eta_L = 0,85 \div 0,88$
- $\eta_{red}$  - reduktor hatásfok  $\eta_{red} = 0,98 \div 0,99$
- $\eta_m$  - a gázturbina mechanikai hatásfoka  $\eta_m = 0,99 \div 0,995$

#### Izentrópus hatásfokok

- $\eta_s^K$  - a kompresszor izentrópus hatásfoka  $\eta_s^K = 0,81 \div 0,88$
- $\eta_s^T$  - a turbina izentrópus hatásfoka  $\eta_s^T = 0,87 \div 0,94$

A nagyobb értékek sokfokozatú turbinákra vonatkoznak.

#### Politrópus hatásfokok

Kompresszor  $\eta_p = 0,86 \div 0,94$

Ventillátor  $\eta_p = 0,85 \div 0,92$

Turbina  $\eta_p = 0,85 \div 0,92$

**Megjegyzés:** kompresszió  $\eta_p > \eta_s$       expanzió  $\eta_p < \eta_s$

*A turbina belső hatásfoka (torlóponti paraméterekkel számított)*

Sugárhajtómű  $\eta_i^* = 0,9 \div 0,91$

Légcsavaros és kétáramú hajtómű  $\eta_i^* = 0,92 \div 0,93$

$\eta_{\dot{E}}$  - égési hatásfok  $\eta_{\dot{E}} = 0,94 \div 0,97$

$\eta_{II}^*$  - a külső áramnak átadott energia veszteségét figyelembevevő hatásfok:

$$\eta_{II}^* = 0,73 \div 0,78$$

$\eta_F$  - a fűvócső (GSF) izentrópikus hatásfoka

$\eta_F = \varphi_F^2$       sugárhajtómű  $\eta_F = 0,92 \div 0,96$

helikopter hajtómű  $\eta_F = 0,75 \div 0,88$

ahol  $\varphi_F$  - a fűvócső sebességtényezője.

### 1.3. Tömegáram módosulást tükröző tényezők

$\delta$  - a levegő labirint vesztesége és hűtésre, technológiai célokra elvett mennyisége a kompresszor által (kétáramú hajtóműnél a belső áramba) beszívott levegő tömegáramához viszonyítva:

$$\begin{array}{l} \delta = 0,02 \div 0,18 \quad \text{ebből lapáthűtésre (1200-1300 K lapáthőmérsékletnél)} \\ T_3^* = 1500K \rightarrow \delta_{\text{elv.h}} = 0,05 \div 0,06 \\ T_3^* = 1600K \rightarrow \delta_{\text{elv.h}} = 0,08 \div 0,1 \\ T_3^* = 1700K \rightarrow \delta_{\text{elv.h}} = 0,12 \div 0,16 \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} \delta = 0,02 \div 0,18 \\ T_3^* = 1500K \\ T_3^* = 1600K \\ T_3^* = 1700K \end{array}} \right\} \begin{array}{l} \text{Átszámítás a turbina tömegáramára} \\ \text{vonatkoztatva} \quad \delta_h = \frac{\delta_{\text{elv.h}}}{(1-\delta)(1+q_T)} \end{array}$$

$q_T$  - tüzelőanyag-levegő arány az égéstérbe lépéskor  $q_T = 1/(\gamma L_0)$   
 $q_T = 0,01 \div 0,027$

ahol  $\gamma$  - a légviszony,  $L_0$  - 1 kg tüzelőanyag elméleti levegőszükséglete  $L_0 = 14,7 \text{ kg}$

$\zeta$  - a turbina teljesítményéből a segédberendezések hajtásra fordított hányadot figyelembe vevő tényező  $\zeta = 0,005 \div 0,01$

$H_a$  - alsó fűtőérték  $H_a = 42000 \text{ kJ/kg}$

## 1.4. Sebességek

Axiális sebesség a kompresszor belépő keresztmetszetében az első hangsebesség feletti fokozatnál  $c_1 = 180 \div 200$  m/s,  
 $c_1 = 220$  m/s - ig.  
 Axiális sebesség a kompresszor kilépő keresztmetszetében  $c_2 = 120 \div 160$  m/s

Axiális sebesség a külső áram kompresszorának (ventillátorának) kilépő keresztmetszetében  $c_{2II} = 160 \div 200$  m/s  
 Axiális sebesség a turbina első fokozata előtt  $c_3 = 140 \div 200$  m/s.

Dimenziótlan sebesség a turbina utolsó fokozata után:

sugárhajtómű esetén	$\lambda_4 = 0,55 \div 0,6;$
kétáramú hajtómű esetén	$\lambda_4 = 0,45 \div 0,65;$
turbolégcsavaros hmű esetén	$\lambda_4 = 0,5 \div 0,7;$
helikopter hajtóműnél	$\lambda_4 = 0,4 \div 0,6.$

ahol  $\lambda = c/c_{kr}$

*Csak turbolégcsavaros ill. helikopter hajtóműveknél:*

Kilépősebesség a fúvócső kilépő-keresztmetszetében  
 turbolégcsavaros hajtómű  $270 \div 350$  m/s  
 helikopter hajtómű  $170 \div 250$  m/s.

A két tengely fordulatszám aránya

$$\frac{n_{munkaturbina}}{n_{gázgen}} = 0,7 \div 0,8 \quad (1.1)$$

## 1.5. Gázdinamikai függvények

$$\tau(\lambda) = \frac{T}{T^*} = 1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda^2 \quad (1.2)$$

$$\pi(\lambda) = \frac{p}{p^*} = \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (1.3)$$

$$\varepsilon(\lambda) = \frac{\rho}{\rho^*} = \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \quad (1.4)$$

$$q(\lambda) = \frac{\bar{m}}{\bar{m}_{kr}} = \left(\frac{\kappa + 1}{2}\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \lambda \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \quad (1.5)$$

$$z(\lambda) = \frac{I}{I_{kr}} = \lambda + \frac{1}{\lambda} \quad (1.6)$$

Tömegáram  $q(\lambda)$  -val kifejezve



$$\dot{m} = \frac{\beta p^* A q(\lambda)}{\sqrt{T^*}} \quad \text{ahol} \quad \beta = \sqrt{\frac{\kappa}{R} \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad \left[ \left( \frac{\text{kgK}}{\text{J}} \right)^{0,5} \right] \quad (1.7)$$

Impulzus  $z(\lambda)$ -val kifejezve

$$I = \dot{m}c + Ap = \frac{\kappa+1}{2\kappa} \dot{m}c_{kr} z(\lambda) \quad (1.8)$$

## 1.6. A gázjellemzők meghatározása

A termikus-áramlástechnikai számításoknál a gázjellemzők meghatározását végezhetjük az 1.3. és 1.4. ábrák [10] alapján. A közepes fajhő, illetve a közepes adiabatikus kitevőt - jó közelítéssel - a valódi fajhő (adiabatikus kitevő) adott hőmérsékletekhez tartozó értékeinek számtani középértékeiként számíthatjuk. Pontosabb számításokhoz a következő képletek alkalmazandók [11]:

### Az entalpiák polinomos megadása esetén

a  $T$  hőmérséklethez tartozó entalpia (az entalpia nullértékét  $T_0=273,15 \text{ K}$  hőmérsékletnél kitűzve). Továbbiakban  $i(T)$ -vel a

$$i(T) = i(T, T_0) = c_{p T_0} / T (T - T_0)$$

kifejezéssel számított entalpiát értjük.

### A keverék entalpiája

$$i(T, q_t) = \frac{(1 - q_T L_0) i(T)_{lev} + q_T (L_0 + 1) i(T)_{\gamma=1}}{1 + q_T} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (1.9)$$

ahol

$$i(T)_{lev} = \sum_{j=0}^5 a_j \left( \frac{T}{1000} \right)^j \quad i(T)_{\gamma=1} = \sum_{j=0}^5 b_j \left( \frac{T}{1000} \right)^j \quad [\text{kJ/kg}] \quad (1.10)$$

a  $_{lev}$ - index a tiszta levegő, míg a  $_{\gamma=1}$  - index az elméleti légviszony mellett keletkező égéstermék jellemzőjét jelöli,

$a_0 = -279,3845$	$a_3 = 427,4263$	$b_0 = -293,3678$	$b_3 = 417,1935$
$a_1 = 1066,107$	$a_4 = -228,0005$	$b_1 = 1097,97$	$b_4 = -233,2832$
$a_2 = -257,1421$	$a_5 = 43,87954$	$b_2 = -184,812$	$b_5 = 46,34816$

### a gázállandó

$$R = \frac{R_{lev} (1 - q_T L_0) + q_T (L_0 + 1) R_{\gamma=1}}{1 + q_T} \quad (1.11)$$

ahol  $R_{lev} = 287 \text{ J/(kgK)}$   $R_{\gamma=1} = 290,1 \text{ J/(kgK)}$

**A  $T_1 \div T_2$  hőmérsékletek közötti közepes fajhők és az adibatikus kitevő**

$$c_{p T_1/T_2} = \frac{i(T_2) - i(T_1)}{T_2 - T_1}; \quad c_{v T_1/T_2} = c_{p T_1/T_2} - R; \quad \kappa_{T_1/T_2} = \frac{c_{p T_1/T_2}}{c_{v T_1/T_2}} \quad (1.12)$$

**Az izobar valódi fajhő polinomos megadása esetén**

A levegő és a  $c_{p felt} = c_{\gamma=1} + L_o(c_{p\gamma=1} - c_{p lev})$  módon értelmezett feltételes valódi fajhő [J/(kgK)]

$$c_{p lev}(T) = \sum_{j=0}^n a_j \left(\frac{T}{1000}\right)^j \quad c_{p felt}(T) = \sum_{j=0}^n c_j \left(\frac{T}{1000}\right)^j \quad (1.13)$$

A keverék (füstgáz) valódi fajhője [J/(kgK)]

$$c_{pg} = \sum_{j=0}^n \frac{a_j + q_T c_j}{q_T + 1} \left(\frac{T}{1000}\right)^j \quad (1.14)$$

Az együtthatók n=7 esetén

$a_0=1043,797$	$a_4=-1055,395$	$c_0=614,786$	$c_4=-4010,937$
$a_1=-330,6087$	$a_5=819,7499$	$c_1=6787,993$	$c_5=257,6096$
$a_2=666,7593$	$a_6=-270,54$	$c_2=-10128,91$	$c_6=310,53$
$a_3=233,4525$	$a_7=33,60668$	$c_3=9375,566$	$c_7=-67,42648$

A T és  $T_0$  hőmérsékletek közötti entalpiaváltozás [J/kg]

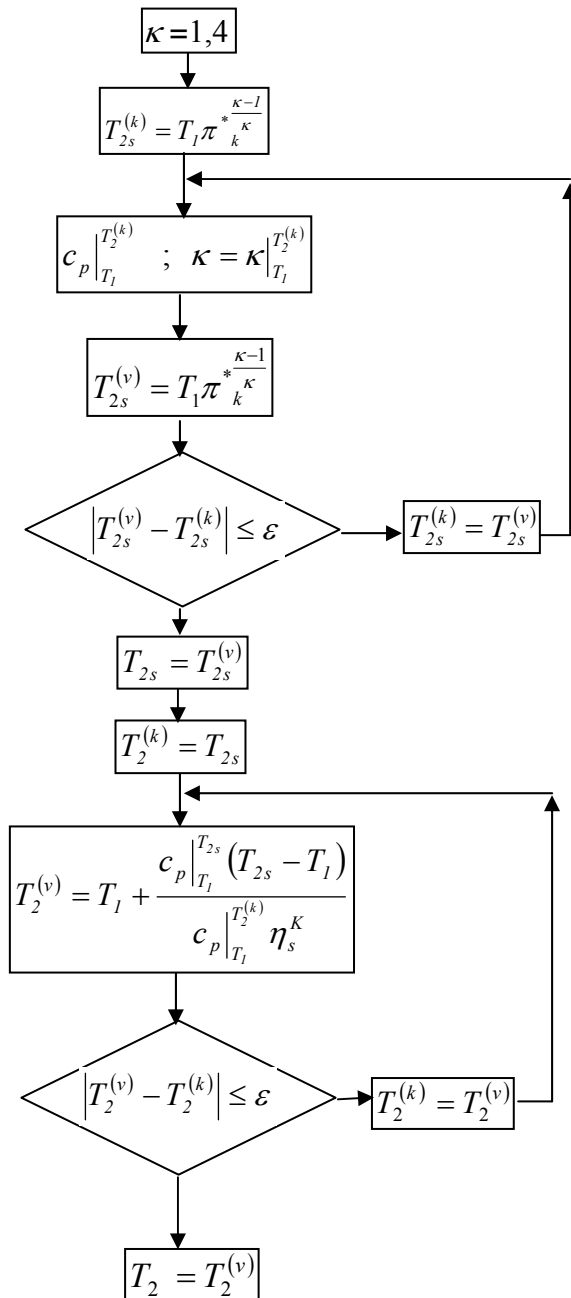
$$\Delta i = i(T, T_o, q_T) = 1000 \sum_{j=0}^n \frac{a_j + q_T c_j}{(q_T + 1)(j + 1)} \left[ \left(\frac{T}{1000}\right)^{j+1} - \left(\frac{T_o}{1000}\right)^{j+1} \right] \quad (1.15)$$

a  $T_1$  és  $T_2$  hőmérséklet tartományban érvényes közepes fajhő [J/(kgK)]

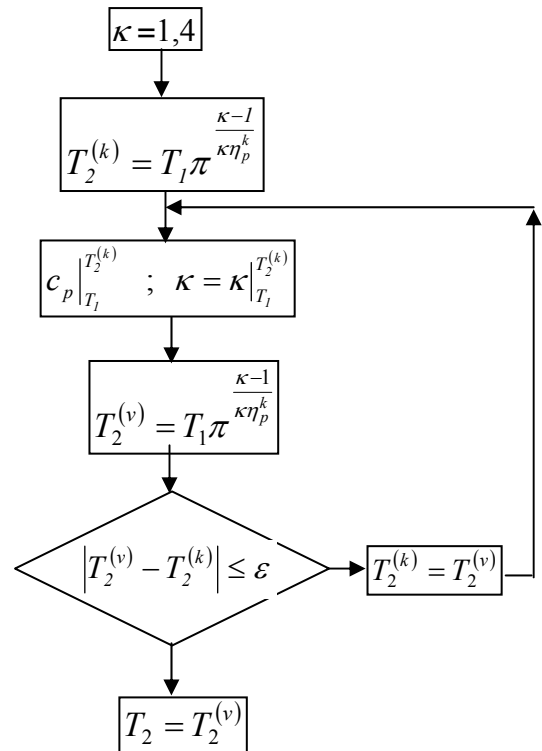
$$c_{p köz}(T_1, T_2, q_T) = \frac{1000 \sum_{j=0}^n \frac{a_j + q_T c_j}{(q_T + 1)(j + 1)} \left[ \left(\frac{T_2}{1000}\right)^{j+1} - \left(\frac{T_1}{1000}\right)^{j+1} \right]}{T_2 - T_1} \quad (1.16)$$

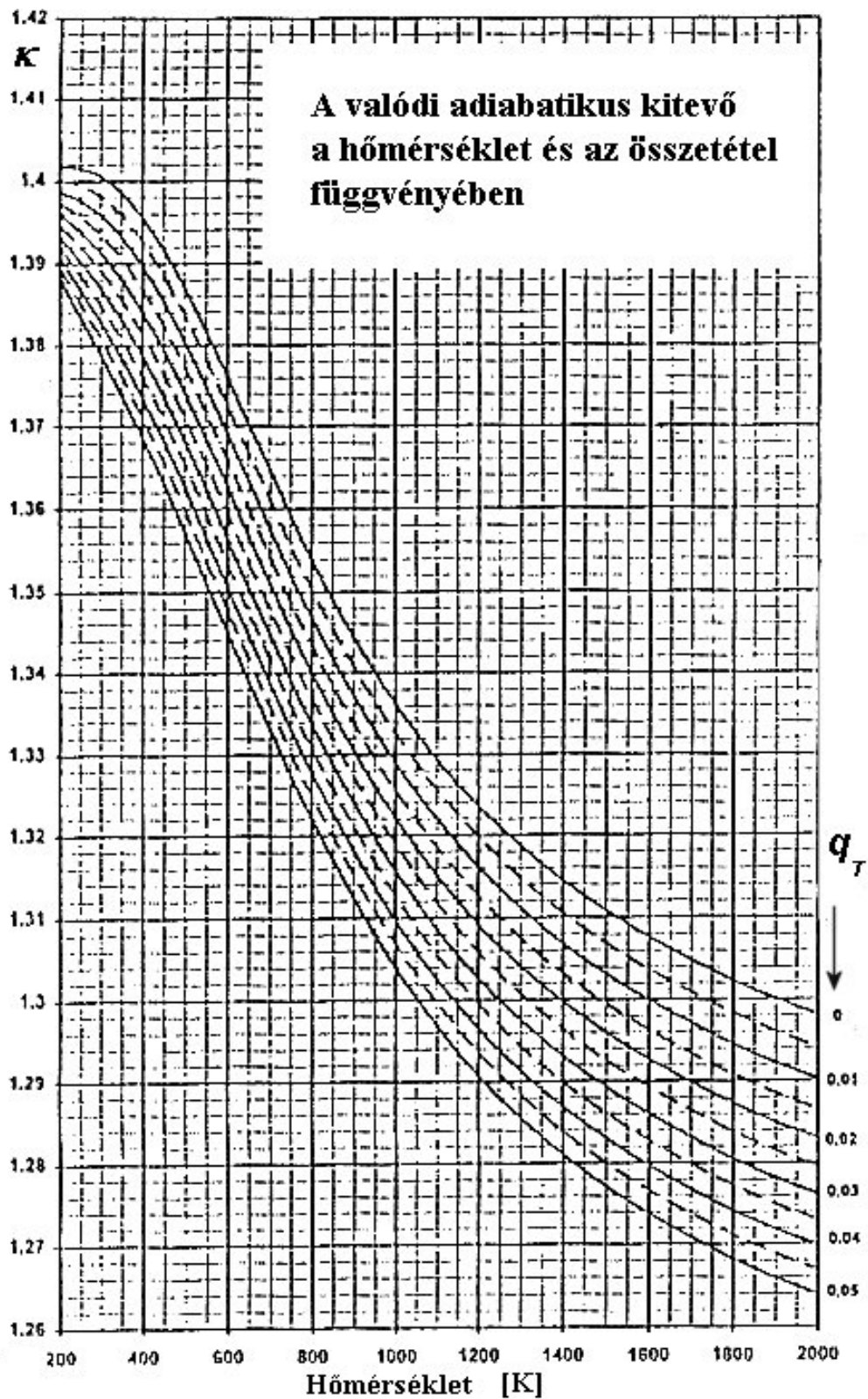
## 1.8 Paraméterek meghatározásának folyamata

Kompresszió véghőmérsékletének meghatározása, ha izentropikus hatásfok adott

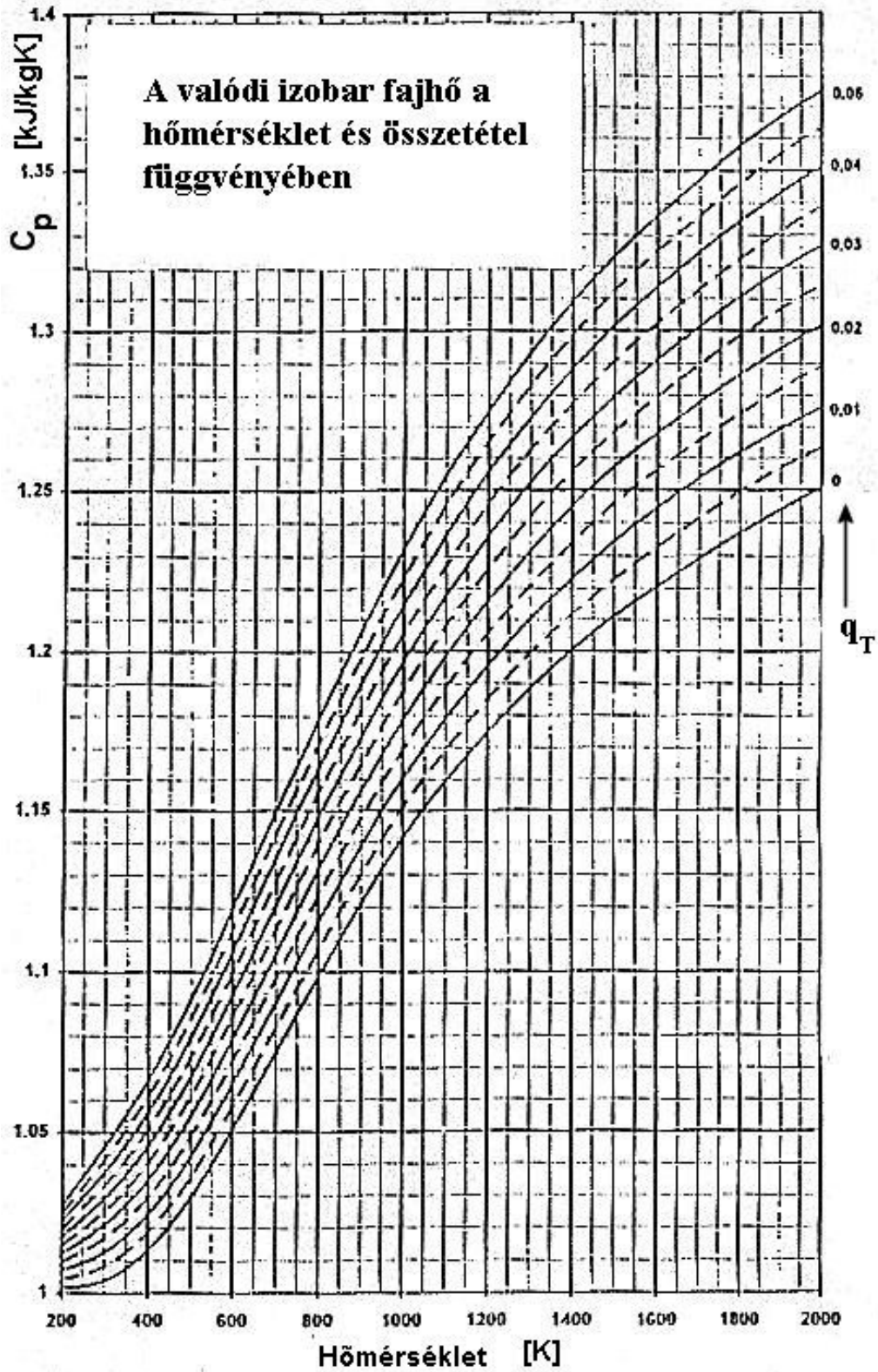


Kompresszió véghőmérsékletének meghatározása, ha politrópikus hatásfok adott





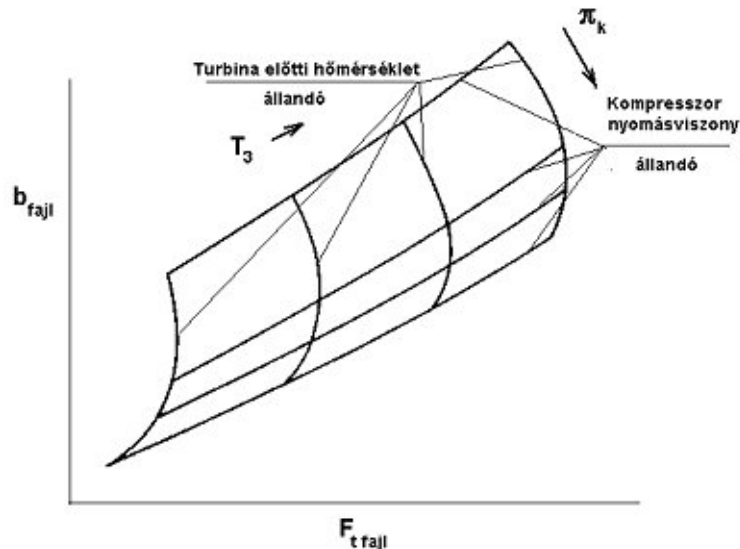
1.3. ábra



1.4. ábra

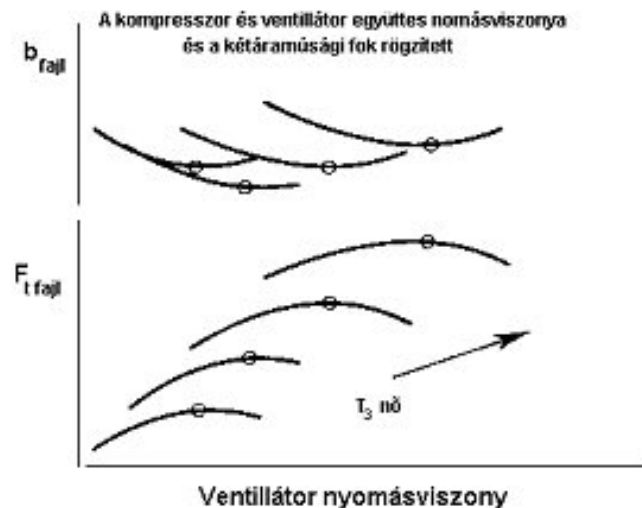
## 2. OPTIMÁLIS PARAMÉTEREK MEGVÁLASZTÁSA

Az évfolyamtervezési feladat kidolgozása a feladatkiírásban megadott feltételeknek megfelelő hajtómű termikus körfolyamati jellemzőinek optimális megválasztásával kezdődik.



2.1. ábra

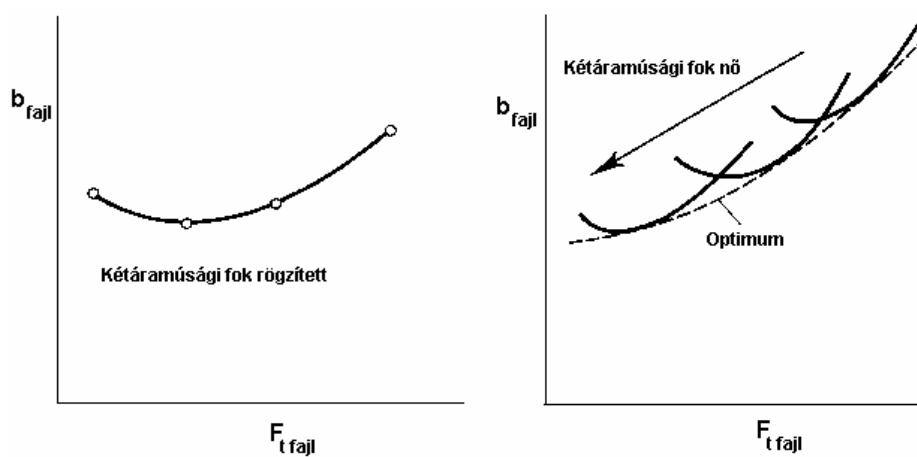
Az egyáramú sugárhajtómű méretezési paramétereinek megválasztásához az optimalizálást a turbina előtti hőmérséklet, illetve kompresszor nyomásviszony változtatásával - a hajtómű rendeltetésének megfelelően - a fajlagos tolóerő vagy a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás szerint kell végrehajtani (2.1 ábra)



2.2. ábra

Kétáramú hajtóművek esetében négy paraméter áll rendelkezésünkre az optimális hajtómű jellemzők meghatározására: az együttes (ventillátor és kompresszor) nyomásviszony, turbina előtti hőmérséklet, a kétáramúsági fok és a ventillátor nyomásviszony.

Az optimalizálást először az együttes nyomásviszony és kétáramúsági fok állandósága mellett különböző állandó turbinaelőtti hőmérsékletek esetén a ventilátor nyomásviszony változtatásával célszerű kezdeni. Ekkor meghatározzuk a felvett együttes nyomásviszony és kétáramúsági fok mellett minden turbina előtti hőmérsékleten a legkisebb fajlagos fogyasztáshoz, illetve legnagyobb fajlagos tolóerőhöz tartozó optimális ventilátor nyomásviszony értékeket (2.2. ábra). Ezután a kétáramúsági fokot változtathatjuk, és a számításokat megismételjük. A 2.3. ábra a fajlagos fogyasztás változását mutatja a fajlagos tolóerő függvényében.



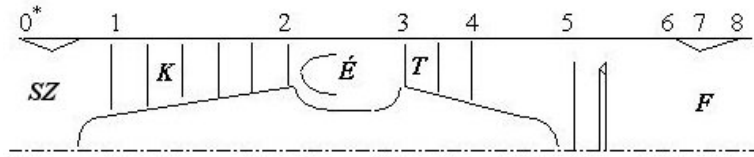
2.3. ábra

Amennyiben szükséges, a továbbiakban az egész számítási folyamatsort a vizsgálandó együttes nyomásviszony tartományra megismételjük, majd a megfelelő fajlagos fogyasztást vagy fajlagos tolóerőt adó paraméterekre kell a végleges számítást elvégezni. Természetesen, ha valamelyik jellemző a feladat kiírásban megadásra kerül, az optimalizálást annak figyelembevételével kell végrehajtani.

Az turbólégcsavaros hajtómű méretezési paramétereinek megválasztásához az optimalizálást a turbina előtti hőmérséklet, illetve kompresszor nyomásviszony változtatásával - a hajtómű rendeltetésének megfelelően - a fajlagos teljesítmény vagy a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás szerint kell végrehajtani

A következőkben a különféle típusú hajtóművek jellegzetes keresztmetszeteiben lévő paraméterek számítási összefüggései kerülnek összefoglalásra, melyek részletesen az előadásokon kerülnek tárgyalásra [11] *A képletekben szereplő  $\kappa$  és  $\kappa_g$  a levegő, illetve füstgáz közepes adiabatikus kitevőjét jelenti az adott folyamat kezdete és vége közötti hőmérséklet tartományban.*

## 2.1. Egyáramú sugárhajtómű



2.4. ábra

### A környezeti hőmérséklet és nyomás meghatározása

$H \leq 11000$  m esetén

$$T_0 = T_{0,H=0} - 0,0065H \quad p_0 = p_{0,H=0} \left( \frac{T_0}{T_{0H=0}} \right)^{5,2553} \quad (2.1)$$

$H > 11000$  m esetén

$$T_0 = T_{0,H=11000} \quad p_0 = p_{0,H=11000} e^{\frac{11000-H}{6318}} \quad (2.2)$$

### A szívócsatorna

Torlóponti jellemzők a szívócsatorna belépő-keresztmetszetében

$$T_0^* = T_0 \left( 1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_0^2 \right) \quad p_0^* = p_0 \left( \frac{T_0^*}{T_0} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (2.3)$$

Torlóponti jellemzők a kompresszor belépő-keresztmetszetében

$$T_1^* = T_0^* \quad p_1^* = p_0^* \sigma_{sz} \quad (2.4)$$

### Kompresszor

Torlóponti jellemzők a kompresszor kilépő-keresztmetszetében

$$p_2^* = p_1^* \pi_K^* \quad (2.5)$$

- izentrópikus hatásfok adott

$$T_2^* = T_1^* \left( 1 + \frac{\pi_K^* \frac{\kappa - 1}{\kappa} - 1}{\eta_s^K} \right) \quad (2.6)$$

- politrópikus hatásfok adott

$$T_2^* = T_1^* \pi_K^* \frac{\kappa - 1}{\kappa \eta_p^K} \quad (2.7)$$



## Égéstér

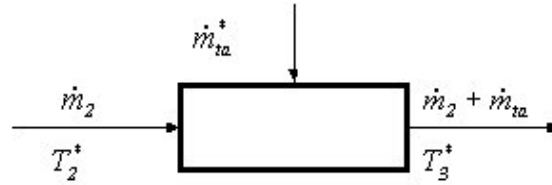
Égéstér energiamérlegéből a tüzelőanyag-levegő arány

$$q_T = \frac{\dot{m}_{ta}}{\dot{m}_2} = \frac{i_l(T_3^*) - i_l(T_2^*)}{H_a \eta_E - (1 + L_0) i(T_3^*)_{\gamma=1} + L_0 i_l(T_3^*)} \quad (2.8)$$

vagy

$$q_T = \frac{\dot{m}_{ta}}{\dot{m}_2} = \frac{c_{p l T_0} / T_3^* T_3^* - c_{p l T_0} / T_2^* T_2^*}{H_a \eta_E - (1 + L_0) c_{p \gamma=1 T_0} / T_3^* T_3^* + L_0 c_{p l T_0} / T_3^* T_3^*} \quad (2.9)$$

ahol  $\dot{m}_2 = \dot{m}_0 - \Delta \dot{m}_{elv}$ ,  $\dot{m}_{ta}$  - tüzelőanyag tömegáram,  $\dot{m}_0$  - a beszívott levegő tömegárama,  $\Delta \dot{m}_{elv}$  - a kompresszorból elvett levegőáram.



2.5. ábra

Az égéstér utáni nyomás

$$p_3^* = p_2^* \sigma_E^* \quad (2.10)$$

## Turbina

A forgórész energiamérlegéből a turbina utáni hőmérséklet

$$T_4^* = T_3^* - \frac{c_{p l T_1^*} / T_2^* (T_2^* - T_1^*)}{(1 + q_T)(1 - \delta) c_{p g T_3^*} / T_4^* \eta_m (1 - \zeta)} \quad (2.11)$$

vagy

$$i_g(T_4^*) = i_g(T_3^*) - \frac{i_l(T_2^*) - i_l(T_1^*)}{(1 + q_T)(1 - \delta) \eta_m (1 - \zeta)} \quad (2.12)$$

ahol  $c_{p l T_1^*} / T_2^*$  a levegő  $T_2^* \div T_1^*$  közötti  $c_{p g T_3^*} / T_4^*$  - a füstgáz  $T_3^* \div T_4^*$  közötti közepes izobar fajhője  
A nyomás pedig

- izentrópikus hatásfok adott

$$p_4^* = p_3^* \left[ 1 - \frac{T_3^* - T_4^*}{T_3^* \eta_s^T} \right]^{\frac{\kappa_g}{\kappa_g - 1}} \quad (2.13)$$

- politrópikus hatásfok adott 
$$p_4^* = p_3^* \left[ \frac{T_4^*}{T_3^*} \right]^{(\kappa_g - 1) \eta_p^T} \quad (2.14)$$

## Fúvócső

Fúvócső előtti jellemzők

$$T_6^* = T_4^* \quad p_6^* = p_4^* \sigma_D^* \quad (2.15)$$

ahol  $\sigma_D^*$  - a turbina utáni diffúzor össznyomás visszanyerési-tényezője.

A fúvócső rendelkezésre álló nyomásviszonya:

$$\pi_{FRA} = \frac{p_6^*}{p_0} \quad (2.16)$$

Ha  $\pi_{FRA} < 5$  konfúzort alkalmazunk.

Ezen belül

$\pi_{FRA} \leq \pi_{Fkr}$  esetén teljes expanzió játszódik le  $p_8 = p_0$

$$c_8 = \sqrt{\frac{2\kappa_g}{\kappa_g - 1} R_g T_6^* \left[ 1 - \left( \frac{p_8}{p_6^*} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right] \eta_F} \quad (2.17)$$

$\pi_{FRA} > \pi_{Fkr}$  nem teljes expanzió 
$$p_8 = p_6^* \left[ 1 - \left( \frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g + 1} \right) \frac{1}{\eta_F} \right]^{\frac{\kappa_g}{\kappa_g - 1}} > p_0 \quad (2.18)$$

$$c_8 = c_{8kr} = \sqrt{\frac{2\kappa_g}{\kappa_g + 1} R_g T_6^* \eta_F} \quad (2.19)$$

Ha  $\pi_{FRA} \geq 5$  szűkülő-bővülő (Laval) fúvócsövet alkalmazunk. Az expanzió teljes  $p_8 = p_0$ , a sebesség a (2.17) összefüggés szerint számítandó.

## A hajtómű kimenő jellemzői

A tolóerő

$$F_t = \dot{m}_0 (1 - \delta)(1 + \delta_h)(1 + q_T) c_8 - \dot{m}_0 v_0 + A_8 (p_8 - p_0) \quad (2.20)$$

ahol  $\delta_h = \frac{\Delta \dot{m}_{elv.h.}}{\dot{m}_3} = \frac{\delta_{elv.h.}}{(1-\delta)(1+q_T)}$  - a turbinalapátok, tárcsák hűtése után a turbina gáz-  
 áramába visszavezetett hűtőlevegő (a turbina belépő gázáramához viszonyított) relatív  
 tömegárama.

A fajlagos tolóerő

$$F_{t\ fajt} = (1-\delta)(1+\delta_h)(1+q_T)c_8 - v_0 + \frac{(1-\delta)(1+\delta_h)(1+q_T)}{\rho_8 c_8} (p_8 - p_0) \quad (2.21)$$

$$\text{ahol } \rho_8 = \frac{p_8}{R_g T_8} \quad \text{és itt } T_8 = T_6^* \left\{ 1 - \left[ 1 - \left( \frac{p_8}{p_6^*} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right] \eta_F \right\}$$

Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás

$$b_F = \frac{\dot{m}_{ta}}{F_t} = \frac{q_T}{F_{t\ fajt}} (1-\delta) \quad (2.22)$$

Propulziós hatásfok

$$\eta_{prop} = \frac{\text{Repülő eszköznek átadott teljesítmény}}{\text{Rendelkezésre álló teljesítmény}} = \frac{F_t v_0}{P_{\text{expánzió}} - P_{\text{kompreszió}}} \quad (2.23)$$

$$\text{ahol } P_{\text{kompreszió}} = \dot{m}_0 c_{p1T_0} / T_2^* (T_2^* - T_0) \quad (2.24)$$

$$P_{\text{expánzió}} = \dot{m}_0 (1-\delta)(1+q_T) \left[ c_{pgT_4^*} / T_3^* (T_3^* - T_4^*) + (1+\delta_h) c_{pgT_8} / T_4^* T_4^* \left( 1 - \frac{1}{\pi \frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right) \eta_s^F \right] \quad (2.25)$$

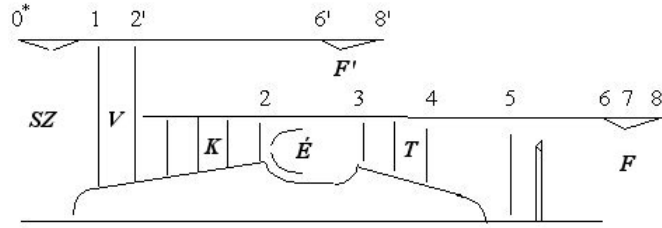
Termikus hatásfok

$$\eta_t = \frac{P_{\text{expánzió}} - P_{\text{kompreszió}}}{\dot{m}_{ta} H_a} \quad (2.26)$$

Teljes hatásfok

$$\eta_0 = \eta_{prop} \eta_t \quad (2.27)$$

## 2.2 Kétáramú sugárhajtómű szétválasztott áramokkal



2.6. ábra

A szívócsatorna és a kompresszor belépő-keresztmetszetében ( $0^*$ , 1 állapotok) az állapotjelzők a (2.3) összefüggések segítségével számíthatók.

### Ventillátor

A ventillátor kilépő-keresztmetszetében ( $2'$ )

$$\text{- izentropikus hatásfok adott} \quad T_{2'}^* = T_1^* \left( 1 + \frac{\pi_V^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_s^V} \right) \quad (2.28)$$

$$\text{- politropikus hatásfok adott} \quad T_{2'}^* = T_1^* \pi_V^{*\frac{\kappa-1}{\kappa\eta_p^V}} \quad (2.29)$$

### A külső (szekunder) áram számítása (levegő)

$$p_{6'}^* = p_2^* \sigma_{II} \quad T_{6'}^* = T_2^* \quad (2.30)$$

A fúvócső rendelkezésre álló nyomásviszonya:

$$\pi'_{FRA} = \frac{p_{6'}^*}{p_0} \quad (2.31)$$

Mivel  $\pi_{FRA} < 5$  konfúzort alkalmazunk.

Ezen belül

$\pi'_{FRA} \leq \pi_{Fkr}$  esetén teljes expanzió játszódik le  $p_{8'} = p_0$

$$c_{8'} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} R_{lev} T_{6'}^* \left[ 1 - \left( \frac{p_{8'}}{p_{6'}^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \eta'_F} \quad (2.32)$$

$$\pi_{FRA} > \pi_{Fkr} \quad \text{nem teljes expanzió} \quad p_{8'} = p_{6'}^* \left[ 1 - \left( \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \right) \frac{1}{\eta'_{F'}} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} > p_0 \quad (2.33)$$

$$c_{8'} = c_{8'kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} R_{lev} T_{6'}^* \eta'_{F'}} \quad (2.34)$$

### A belső (primer áram) számítása

#### Kompresszor

Kompresszor kilépő-keresztmetszetében a nyomás

$$p_2^* = p_2 \pi_K^* \quad (2.35)$$

a hőmérséklet

$$\text{- izentrópikus hatásfok adott} \quad T_2^* = T_{2'}^* \left( 1 + \frac{\pi_K^* \frac{\kappa - 1}{\kappa} - 1}{\eta_s^K} \right) \quad (2.36)$$

$$\text{- politrópikus hatásfok adott} \quad T_2^* = T_{2'}^* \pi_K^* \frac{\kappa - 1}{\kappa \eta_p^K} \quad (2.37)$$

#### Égéstér

Az égéstér jellemzőinek számítása a (2.8) vagy (2.9) egyenlet alapján történik, figyelembe véve, hogy

$$q_T = \frac{\dot{m}_{ta}}{1 + \alpha} = \frac{\dot{m}_{ta}}{\dot{m}_0 - \Delta \dot{m}_{elv}} = \frac{\dot{m}_{ta}}{\dot{m}_0} \frac{1 - \delta}{1 + \alpha} \quad (2.38)$$

ahol  $\alpha$  - a kétáramúsági fok

$$p_3^* = p_2 \sigma_{\dot{E}}^* \quad (2.39)$$

#### Turbina

A forgórész energiamérlegéből a turbina utáni hőmérséklet

$$i_g(T_4^*) = i_g(T_3^*) - \frac{(1 + \alpha) [i_l(T_2^*) - i_l(T_1^*)] + i_l(T_2^*) - i_l(T_2'^*)}{(1 + q_T)(1 - \delta)\eta_m(1 - \zeta)} \quad (2.40)$$

vagy

$$T_4^* = T_3^* - \frac{(1+\alpha)c_{plT_1^*} / T_2^* (T_2^* - T_1^*) + c_{plT_2^*} / T_2^* (T_2^* - T_2^*)}{(1+q_T)(1-\delta)c_{pgT_3^*} / T_4^* \eta_m (1-\zeta)} \quad (2.41)$$

A nyomás meghatározását a (2.13) vagy (2.14) összefüggésekkel végezhetjük. Fúvócső előtti jellemzők

$$T_6^* = T_4^* \quad p_6^* = p_4^* \sigma_D^*$$

A fúvócső jellemzőinek számítása megegyezik az egyáramú sugárhajtóműével [(2.15) - (2.18) összefüggések].

### A hajtómű kimenő jellemzői

A hajtómű tolóereje

$$F_t = \dot{m}_0 \left[ \frac{(1-\delta)(1+\delta_h)}{1+\alpha} (1+q_T)c_8 + \frac{\alpha}{1+\alpha} c_{8'} - v_0 \right] + A_8(p_8 - p_0) + A_{8'}(p_{8'} - p_0) \quad (2.42)$$

A fajlagos tolóerő

$$F_{t\text{fajl}} = \frac{(1-\delta)(1+\delta_h)}{1+\alpha} (1+q_T)c_8 + \frac{\alpha}{1+\alpha} c_{8'} - v_0 + \frac{(1-\delta)(1+\delta_h)(1+q_T)}{(1+\alpha)\rho_8 c_8} (p_8 - p_0) + \frac{\alpha}{(1+\alpha)\rho_{8'} c_{8'}} (p_{8'} - p_0) \quad (2.43)$$

ahol  $\rho_8$  és hasonló módon  $\rho_{8'}$  meghatározásakor a (2.21) képletnél leírtak szerint kell eljárni.

Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás

$$b_F = \frac{\dot{m}_{ta}}{F_t} = \frac{q_T}{F_{t\text{fajl}}} \left( \frac{1-\delta}{1+\alpha} \right) \quad (2.44)$$

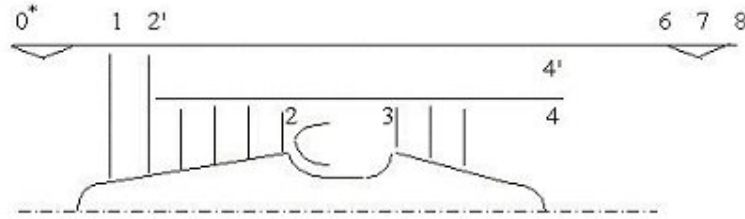
Propulziós hatásfok, termikus hatásfok, és teljes hatásfok a

$$P_{\text{kompreszió}} = \dot{m}_0 \left[ c_{plT_0} / T_2^* (T_2^* - T_0) + \left( \frac{1}{1+\alpha} \right) c_{plT_2^*} / T_2^* (T_2^* - T_2^*) \right] \quad (2.45)$$

$$P_{\text{expenzió}} = \dot{m}_0 \frac{(1-\delta)}{1+\alpha} (1+q_T) \left[ c_{pgT_4^*} / T_3^* (T_3^* - T_4^*) + (1+\delta_h) c_{pgT_8} / T_4^* T_4^* \left( 1 - \frac{1}{\pi_{FRÁ}^{\frac{\kappa_g-1}{\kappa_g}}} \right) \eta_s^F \right] + \dot{m}_0 \frac{\alpha}{1+\alpha} c_{plT_6^*} / T_6^* T_6^* \left( 1 - \frac{1}{\pi_{FRÁ}^{\frac{\kappa_l-1}{\kappa_l}}} \right) \eta_s^F \quad (2.46)$$

ismeretében a (2.23), (2.26) és (2.27) képletek szerint számítható.

### 2.3. Kétáramú sugárhajtómű keverőtérrel



2.7. ábra

A  $0^*$ , 1, 2', 2, 3, 4 keresztmetszetek jellemzőinek és a  $q_T$  számítása megegyezik szétválasztott kétáramú hajtóműnél leírtakkal.

#### A keverőtér számítása

Jellemzők a belépő-keresztmetszetben:

Torlóponti nyomás és hőmérséklet a külső áramban

$$p_{4'}^* = p_2^* \sigma_{II} \quad T_{4'}^* = T_2^* \quad (2.47)$$

Torlóponti nyomás és hőmérséklet a belső áramban  $p_4^*, T_4^*$

Dimenziótlan sebesség a turbina után  $\lambda_4$ - felvéve az 1.pont alapján

Alapegyenletek:

- a kontinuitás törvénye

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{4'} \quad (2.48)$$

ahol

$$\dot{m}_4 = \frac{1}{1+\alpha} \dot{m}_0 (1-\delta)(1+\delta_h)(1+q_T) \quad \dot{m}_{4'} = \frac{\alpha}{1+\alpha} \dot{m}_0$$

A (2.48) egyenletet gázdinamikai függvényekkel kifejezve kapjuk:

$$\frac{\beta_g q(\lambda_6) p_6^* A_6}{\sqrt{T_6^*}} = \frac{\beta_g q(\lambda_4) p_4^* A_4}{\sqrt{T_4^*}} + \frac{\beta_l q(\lambda_{4'}) p_{4'}^* A_{4'}}{\sqrt{T_{4'}^*}} \quad (2.49)$$

- az impulzus tétel

$$\dot{m}_4 c_4 + A_4 p_4 + \dot{m}_{4'} c_{4'} + A_{4'} p_{4'} = \dot{m}_6 c_6 + A_6 p_6 \quad (2.50)$$

melyet átalakítva kapjuk:

$$\left(1 + \frac{\alpha}{(1+q_T)(1+\delta_h)(1-\delta)}\right) Z(\lambda_6) = Z(\lambda_4) \sqrt{B_1 \frac{T_4^*}{T_6^*}} + \frac{\alpha}{(1+q_T)(1+\delta_h)(1-\delta)} Z(\lambda_{4'}) \sqrt{B_2 \frac{T_{4'}^*}{T_6^*}}$$

(2.51)

$$\text{ahol } B_1 = \frac{\kappa_4 + 1}{\kappa_4} \frac{\kappa_6}{\kappa_6 + 1} \frac{R_4}{R_6}; \quad B_2 = \frac{\kappa_{4'} + 1}{\kappa_{4'}} \frac{\kappa_6}{\kappa_6 + 1} \frac{R_{4'}}{R_6}$$

- az energia egyenlet

$$\dot{m}_4 i_4^* + \dot{m}_{4'} i_{4'}^* = \dot{m}_6 i_6^* \quad (2.52)$$

vagy

$$\dot{m}_4 c_{p4} T_4^* + \dot{m}_{4'} c_{p4'} T_{4'}^* = \dot{m}_6 c_{p6} T_6^* \quad (2.53)$$

### A keverőtér kilépő jellemzőinek meghatározása

- a tubina utáni dimenziótlan sebesség ( $\lambda_4$ ) felvétele az 1. pont alapján

- a  $p_4$  statikus nyomás és a  $\lambda_r$  dimenziótlan sebesség meghatározása

$$\pi(\lambda_4) = \frac{p_4}{p_4^*}, \text{ melyből } p_4 = p_4^* \pi(\lambda_4) \text{ és a Kutta-féle feltétel szerint}$$

$$p_{4'} = p_4 \quad (2.54)$$

mivel

$$\pi(\lambda_{4'}) = \frac{p_{4'}}{p_{4'}^*} \text{ ennek alapján a } \lambda_{4'} \text{ meghatározható.}$$

- a  $T_6^*$  fűvócső előtti torlóponyi hőmérséklet meghatározása a (2.52) vagy (2.53) energia egyenletből

$$T_6^* = \frac{(1 - \delta)(1 + \delta_h)(1 + q_T) c_{p4} T_4^* + \alpha c_{p4'} T_{4'}^*}{[(1 - \delta)(1 + \delta_h)(1 + q_T) + \alpha] c_{p6}} \quad (2.55)$$

vagy

$$i_g(T_6^*) = \frac{(1 - \delta)(1 + \delta_h)(1 + q_T) i_g(T_4^*) + \alpha i_l(T_{4'}^*)}{(1 - \delta)(1 + \delta_h)(1 + q_T) + \alpha}$$

- a  $\lambda_6$  fűvócső előtti dimenziótlan sebesség és a  $p_6^*$  torlóponyi nyomás számítása a (2.54) egyenletből kifejezett

$$Z(\lambda_6) = \left[ Z(\lambda_4) \sqrt{B_1 \frac{T_4^*}{T_6^*}} + \frac{\alpha}{(1 + q_T)(1 + \delta_h)(1 - \delta)} Z(\lambda_{4'}) \sqrt{B_2 \frac{T_{4'}^*}{T_6^*}} \right] / \left( 1 + \frac{\alpha}{(1 + q_T)(1 + \delta_h)(1 - \delta)} \right) \quad (2.56)$$

gázdinamikai függvényből meghatározható a  $\lambda_6$  értéke.

A kétáramúsági fok összefüggésében

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{II}}{\dot{m}_I} = \frac{\dot{m}_{4'}}{\dot{m}_4} (1 - \delta)(1 + \delta_h)(1 + q_T)$$



a tömegáramok gázdinamikai függvényekkel történő kifejezésével meghatározzuk a külső és belső áramok keresztmetszetének viszonyát a keverőtérbe történő belépésnél:

$$\frac{A_{4'}}{A_4} = \frac{\beta_g q(\lambda_4) p_4^* \alpha}{\beta_{lev} q(\lambda_{4'}) p_{4'}^* (1-\delta)(1+\delta_h)(1+q_T)} \sqrt{\frac{T_{4'}^*}{T_4^*}} \quad (2.57)$$

majd a szintén gázdinamikai függvénnyel kifejezett (2.49) egyenletből megkapjuk a torlóponyi nyomást a keverőtér kilépő-keresztmetszetében

$$p_6^* = p_4^* \left[ 1 + \frac{\beta_{lev} q(\lambda_{4'}) p_{4'}^* A_{4'} \sqrt{\frac{T_{4'}^*}{T_4^*}}}{\beta_g q(\lambda_4) p_4^* A_4 \sqrt{\frac{T_4^*}{T_4^*}}} \right] / \left[ \frac{q(\lambda_6)}{q(\lambda_4)} \left( 1 + \frac{A_{4'}}{A_4} \right) \sqrt{\frac{T_4^*}{T_6^*}} \right] \quad (2.58)$$

A  $p_6^*, T_6^*$  ismeretében a fúvócső paramétereinek számítása megegyezik az egy-áramú sugárhajtóműnél leírtakkal.

### A hajtómű kimenő jellemzői

A hajtómű tolóereje

$$F_t = \frac{\dot{m}_0}{1+\alpha} [\alpha + (1-\delta)(1+\delta_h)(1+q_T)] c_8 - \dot{m}_0 v_0 + A_8 (p_8 - p_0) \quad (2.59)$$

A fajlagos tolóerő

$$F_{t\,fajl} = \frac{1}{1+\alpha} [\alpha + (1-\delta)(1+\delta_h)(1+q_T)] c_8 - v_0 + \frac{1}{1+\alpha} \frac{[\alpha + (1-\delta)(1+\delta_h)(1+q_T)]}{\rho_8 c_8} (p_8 - p_0) \quad (2.60)$$

Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás

$$b_F = \frac{\dot{m}_{ta}}{F_t} = \frac{q_T}{F_{t\,fajl}} \frac{(1-\delta)}{(1+\alpha)} \quad (2.61)$$

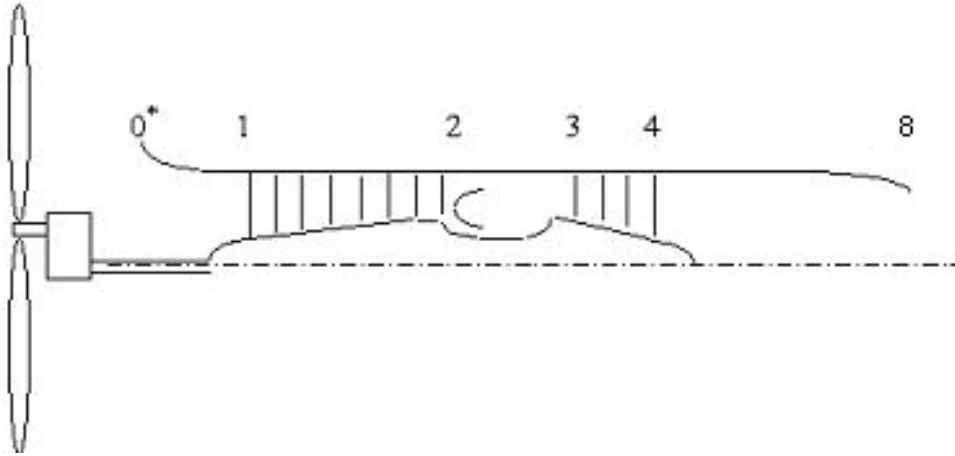
Propulziós hatások, termikus hatások, és teljes hatások a

$$P_{kompresszió} = \dot{m}_0 \left[ c_{p1T_0} / T_2^* (T_2^* - T_0) + \left( \frac{1}{1+\alpha} \right) c_{p1T_2^*} / T_2^* (T_2^* - T_2^*) \right] \quad (2.62)$$

$$P_{exp\,anzió} = \dot{m}_0 \frac{1}{1+\alpha} \left\{ (1-\delta)(1+q_T) c_{pgT_4^*} / T_3^* (T_3^* - T_4^*) + \right. \\ \left. + [\alpha + (1-\delta)(1+q_T)] c_{pgT_8} / T_6^* T_6^* \left[ 1 - \frac{1}{\pi \frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right] \eta_s^F \right\} \quad (2.63)$$

ismeretében a (2.23), (2.26) és (2.27) képletek szerint számítható.

## 2.4. Turbólégcsavaros hajtómű



2.8. ábra

A turbólégcsavaros hajtómű  $0^*$ , 1, 2, 3 keresztmetszeteiben az állapotjelzők meghatározása az egyáramú sugárhajtómű esetében ismertetett módszerrel történik. A turbina kilépő jellemzőinek számításánál az 1. pontban javasolt  $c_8$  sebesség értékének biztosításából indulunk ki. A számításra a következő két módszer valamelyike alkalmazható:

### I. módszer

A kompresszor nyomásviszonya, a turbina előtti hőmérséklet és a fűvócsőből kilépő gázsugár sebessége meghatározza a turbina nyomásviszonyát, és ezzel a fajlagos tengelyteljesítményt.

A fajlagos teljesítmény értéke - adott fűvócső kilépősebesség esetén - az expanzió (turbina, fűvócső) átlagos izentrópus hatásfokát ( $\eta_s^e$ ) felvéve az alábbi egyenlettel határozható meg:

$$P_{fajl} = (1 - \delta)(1 + q_T)(1 - \zeta) \left\{ c_{pg} T_8 / T_3^* \left[ 1 - \left( \frac{p_0}{p_3^* \sigma_D} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right] \eta_s^e - (1 + \delta_h) \frac{c_8^2}{2} \right\} \eta_m - c_{pl} T_1^* / T_2^* (T_2^* - T_1^*) \quad (2.64)$$

A politrópus ( $\eta_p^e$ ) hatásfok felvétele esetén

$$P_{fajl} = (1 - \delta)(1 + q_T)(1 - \zeta) \left\{ c_{pg} T_8 / T_3^* \left[ 1 - \left( \frac{p_0}{p_3^* \sigma_D} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g} \eta_p^e} \right] - (1 + \delta_h) \frac{c_8^2}{2} \right\} \eta_m - c_{pl} T_1^* / T_2^* (T_2^* - T_1^*) \quad (2.65)$$

### II. módszer

Mivel a fúvócsőből kiáramló közeg sebessége a

$$c_{pg}(T_4^* - T_{8s})\eta_s^F = \frac{c_8^2}{2} \quad (2.66)$$

egyenletből számítható, mely a

$$\left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{\pi_T^* \frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right) \eta_s^T \right] \left[ 1 - \left( \frac{p_0}{p_3^* \sigma_D} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \pi_T^* \frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g} \right] = \frac{c_8^2}{2c_{pg}\eta_s^F T_3^*} \quad (2.67)$$

alakra hozható, ahonnan

$$\pi_T^* \frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g} = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (2.68)$$

$$\text{itt } A = \left( 1 - \eta_s^T \right) \left( \frac{p_0}{p_3^* \sigma_D} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} ; B = \frac{c_8^2}{2c_{pg} T_3^* \eta_s^F} + \left[ 1 + \left( \frac{p_0}{p_3^* \sigma_D} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right] \eta_s^T - 1 ; C = -\eta_s^T$$

A fajlagos tengelyteljesítményt a turbinamunka és kompresszormunka különbségeként meghatározva

$$P_{fajl} = (1 - \delta)(1 + q_T)(1 - \zeta)c_{pg} T_{4s}^* / T_3^* T_3^* \left[ 1 - \frac{1}{\pi_T^* \frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right] \eta_s^T \eta_m - c_{pl} T_1^* / T_2^* (T_2^* - T_1^*) \quad (2.69)$$

Ezután a fajlagos teljesítményből, mely a következő képlet szerint is számítható

$$P_{fajl} = (1 - \delta)(1 + q_T)(1 - \zeta)c_{pg} T_4^* / T_3^* (T_3^* - T_4^*) \eta_m - c_{pl} T_1^* / T_2^* (T_2^* - T_1^*) \quad (2.70)$$

a turbina kilépő paraméterei

$$T_4^* = T_3^* - \frac{P_{fajl} + c_{pl} T_1^* / T_2^* (T_2^* - T_1^*)}{(1 - \delta)(1 + q_T)(1 - \zeta)c_{pg} T_4^* / T_3^* \eta_m} \quad (2.71)$$

a turbina utáni nyomás a megadott turbina hatásfoktól (izentrópus vagy politrópus) függően a (2.14) vagy (2.15) összefüggésekkel számítható.

A fúvócső kilépősebesség pontosítása a sugárhajtóműhöz hasonló módon történik, figyelembe véve, hogy a rendelkezésre álló nyomásviszony kisebb, mint a kritikus.

### A hajtómű kimenő jellemzői

Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás

$$b_p = \frac{\dot{m}_{ta}}{P_{teng}} = \frac{q_T}{P_{fajl}} (1 - \delta) \quad (2.72)$$

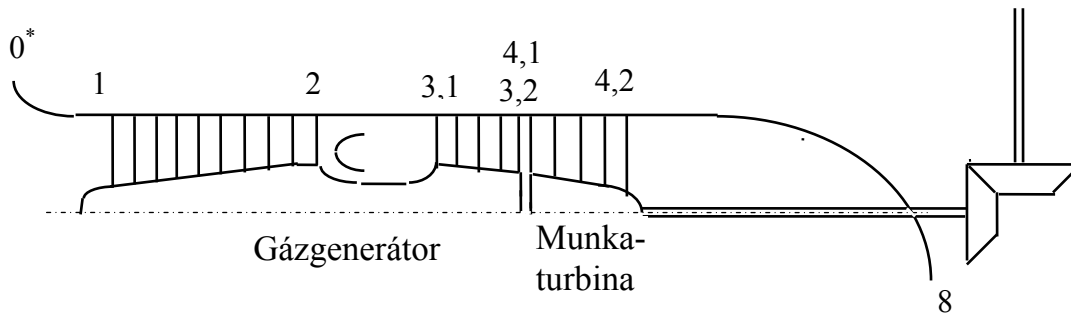
Propulziós hatások, termikus hatások, és teljes hatások a

$$P_{kompresszió} = \dot{m}_0 c_{plev} (T_2^* - T_0) \quad (2.73)$$

$$P_{exp. anzió} = \dot{m}_0 (1 - \delta) (1 + q_T) \left[ c_{pg T_4^*} / T_3^* (T_3^* - T_4^*) + (1 + \delta_h) c_{pg T_4^*} / T_3^* T_4^* \left( 1 - \frac{1}{\pi_{FRÁ}^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}}} \right) \eta_s^F \right] \quad (2.74)$$

ismeretében a (2.23), (2.26) és (2.27) képletek szerint számítható.

## 2.5. Munkaturbinás hajtómű



2.9. ábra

A turbólégcsavaros munkaturbinás hajtómű jellemző keresztmetszeteiben érvényes paramétereket a 2.4. pont szerint kell számítani, többletként a 4,1 illetve 3,2 pontok - a két turbina szétválasztási keresztmetszete - jellemzőit szükséges meghatározni. A gázgenerátor turbina kilépő-, illetve a munkaturbina belépőhőmérséklete a gázgenerátor turbina és kompresszor munkaegyenlőségéből következőleg

$$T_{41}^* = T_{31}^* - \frac{c_{pl T_1^*} / T_2^* (T_2^* - T_1^*)}{(1 - \delta)(1 + q_T)(1 - \zeta) c_{pg T_{41}^*} / T_{31}^* \eta_m} \quad (2.75)$$

A  $p_{41}^*$  ill.  $p_{32}^*$  nyomások a felvett (izentrópikus vagy politrópikus) hatások függvényében a (2.13) vagy (2.14) összefüggés szerint számíthatók. A további számítás megegyezik a 2.4. pontban részletezettekkel.

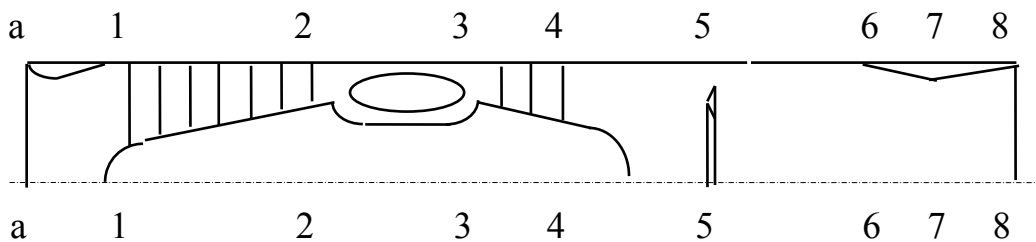
## 2.6. A levegő tömegáramának meghatározása

A kompresszor (ventillátor) által beszívott levegő tömegáramát - mely a hajtómű geometriai jellemző meghatározásának az alapja - az igény szerinti tolóerőből, vagy teljesítményből számítható

$$\dot{m}_0 = \frac{F_t}{F_{t\text{ fajl}}} \quad \text{vagy} \quad \dot{m}_0 = \frac{P_{\text{teng}}}{P_{\text{fajl}}} \quad (2.76)$$

## 3. A HAJTÓMŰ JELLEGZETES KERESZTMETSZETEINEK ELŐZETES MEGHATÁROZÁSA

A kompresszor és turbina előzetes lapátozási vázlatának elkészítéséhez - mely alapján a részletes számítás végezhető - termo-aerodinamikai összefüggések és a kivitelezett hajtóművek analízise alapján megállapított geometriai adatok felhasználásával meg kell határozni a hajtómű fő keresztmetszeteit és az azokban érvényes termikus-áramlástan paraméter értékeket. A keresztmetszeteket a 3.1. ábra alapján értelmezzük.



3.1. ábra

### Szívócsatorna belépő-keresztmetszet (a-a)

$$A_a = \frac{\dot{m}}{c_a \cdot \rho_a} \quad (3.1)$$

ahol

$$T_a = T_0^* - \frac{c_a^2}{2c_p} \quad p_a = p_0^* \left( \frac{T_a}{T_0^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad \rho_a = \frac{p_a}{RT_a}$$

vagy a gázdinamikai függvények segítségével

$$A_a = \frac{\dot{m} \sqrt{T_0^*}}{\beta p_0^* q(\lambda_a)}$$

ahol

$$\lambda_1 = \frac{c_a}{c_{akr}}; \quad c_{akr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_0^*} \quad \beta = 0,0404$$

### A kompresszor belépő-keresztmetszete (1-1)

$$T_1 = T_1^* - \frac{c_1^2}{2c_p} \quad p_1 = p_1^* \left( \frac{T_1}{T_1^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad \rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \quad A_1 = \frac{\dot{m}}{c_{1a} \cdot \rho_1} \quad (3.2)$$

vagy a gázdinamikai függvények segítségével  
vagy a gázdinamikai függvények segítségével

$$A_1 = \frac{\dot{m} \sqrt{T_1^*}}{\beta p_1^* q(\lambda_1) \sin \alpha_1}$$

ahol  $\lambda_1 = \frac{c_1}{c_{1kr}} ; \quad c_{1kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_1^*}$

Általában  $\frac{A_1}{A_a} = 0,75 \div 0,85$  (3.3)

A belépő-keresztmetszet külső átmérője

$$D_{1k} = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi(1-\bar{d}_1^2)}} \quad \bar{d}_1 = \frac{D_{1b}}{D_{1k}} = 0,35 \div 0,6 \quad (3.4)$$

(Kisebb érték a nagyobb teljesítményű hajtóművekre vonatkozik.)

$$D_{1b} = \bar{d}_1 D_{1k} \quad (3.5)$$

Középatmérő

$$D_{1m} = \frac{(1 + \bar{d}_1) D_{1k}}{2} \quad (3.6)$$

Lapáthossz

$$l_1 = \frac{(1 - \bar{d}_1) D_{1k}}{2} \quad (3.7)$$

### A kompresszor kilépő-keresztmetszete (2-2)

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{c_{2a} \rho_2} \quad (3.8)$$

ahol  $T_2 = T_2^* - \frac{c_2^2}{2c_p} ; \quad p_2 = p_2^* \left( \frac{T_2}{T_2^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} ; \quad \rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} ;$

vagy a gázdinamikai függvények segítségével

$$A_2 = \frac{\dot{m} \sqrt{T_2^*}}{\beta p_2^* q(\lambda_2) \sin \alpha_2}$$

ahol  $\lambda_2 = \frac{c_2}{c_{2kr}}; \quad c_{2kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_2^*}$

A lapáthosszat és az átmérőket a megválasztott lapátozási terv ( $D_{1k} = const$ ,  $D_{1b} = const$  vagy  $D_{1m} = const$ ) alapján határozzuk meg a (3.4)-(3.7) egyenletek értelemszerű alkalmazásával.

A lapáthossz minimális értéke:  $l_{2min} = 18 \text{ mm}$

$\frac{l_1}{l_2} = 2 \div 3,5$ . Nagy nyomásviszonyú kompresszoroknál ( $\pi_{\kappa m}^* > 8$ ) közelebb a felső határhoz (többforgórészes hajtóműveknél az adott viszonyszám a kis-, közép-, illetve nagynyomású kompresszorra vonatkozik).

### A turbina belépő-keresztmetszete (3-3)

$$A_3 = \frac{\dot{m}_3}{c_{3a} \rho_3} \quad (3.9)$$

$$T_3 = T_3^* - \frac{c_3^2}{2c_{pg}}; \quad p_3 = p_3^* \left( \frac{T_3}{T_3^*} \right)^{\frac{\kappa_g}{\kappa_g-1}}; \quad \rho_3 = \frac{p_3}{R_g T_3} \quad (3.10)$$

(itt  $\kappa$  és  $R$  - a turbinán átáramló gáz adiabatikus kitevője és gázállandója) vagy a gázdinamikai függvények segítségével

$$A_3 = \frac{\dot{m} \sqrt{T_3^*}}{\beta_g p_3^* q(\lambda_3)}$$

ahol  $\lambda_3 = \frac{c_3}{c_{3kr}}; \quad c_{3kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_3^*}; \quad \beta_g = 0,0396$

A lapáthosszak és átmérők a lapátozási terv alapján határozandók meg ( $D_{3k} = const$ ,  $D_{3b} = const$  vagy  $D_{3m} = const$ ).

$$D_{3m} = (1,05 \div 1,2) D_{2m} \quad (3.11)$$

Első fokozati állólapát hossza:  $l_3 = \frac{A_3}{\pi D_{3m}}$

Amennyiben a lapáthossz a minimálisan lehetséges átmérőnél kisebbre adódik, mint 10÷15 mm parciális megfűvást kell alkalmazni, amikor a fűvókák a körgyűrű keresztmetszetet nem teljesen töltik ki.

Betartandó  $\frac{l_3}{D_{3m}} = 1/6 \div 1/12$  (A teljesítmény növelésével nő.)

$$\bar{d} = 0,7 \div 0,85$$

$$D_{3k} = D_{3m} + l_3 \quad D_{3b} = D_{3m} - l_3 \quad (3.12)$$

#### A turbina kilépő-keresztmetszete (4-4)

$$A_4 = \frac{\dot{m}_4}{c_{4a} \rho_4} \quad (3.13)$$

$$c_4 = \lambda_4 c_{4kr}; \quad c_{4kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_4^*} \quad (3.14)$$

$$T_4 = T_4^* \frac{c_4^2}{2c_p}; \quad p_4 = p_4^* \left( \frac{T_4}{T_4^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}; \quad \rho_4 = \frac{p_4}{RT_4}; \quad (3.15)$$

vagy a gázdinamikai függvények segítségével

$$A_4 = \frac{\dot{m} \sqrt{T_4^*}}{\beta_g p_4 q(\lambda_4)}$$

$\frac{l_4}{l_3} = 1,2 \div 2,5$  (többfokozatú turbináknál a nagyobb érték). Ha nem teljesül újra kell a megfelelő sebességeket megválasztani.

Itt  $\frac{l_4}{D_{4m}} = 1/5 \div 1/4$   $\bar{d} = 0,65 \div 0,6$

**A sebességeket az "1. Adatok a számításokhoz" c. pont alapján kell felvenni.**

#### A hajtómű fordulatszám

A kompresszor első fokozat külső átmérőjén felvehető  $u_{1k} = 300 - 500 \text{ m/s}$  értékből meghatározzuk a turbina első fokozatában a kerületi sebességet

$$u_{3m} = u_{1k} \frac{D_{3m}}{D_{1k}} \quad (3.16)$$



A kerületi sebesség a középátmérőn az  $u_{3m} = 270 \div 480 \text{ m/s}$  tartományba kell, hogy essen.

A becsült lapátfeszültség

$$\sigma \approx 2\rho u_{3m}^2 \frac{l_3}{D_{3m}} \quad [Pa] \quad (3.17)$$

ahol  $\rho$  - a lapátanyag sűrűsége.

Turbinalapátokra  $\sigma_m = (2500 - 3000)10^5 \text{ Pa}$

Kompresszorlapátok esetén a megengedett húzófeszültség

acél lapátok  $\sigma_m = (3000 - 3500)10^5 \text{ Pa}$  ( $\rho_{\text{acél ötv.}} = 8000 \text{ kg/m}^3$ )

alumínium ötvözet  $\sigma_m = (1000 - 1500)10^5 \text{ Pa}$  ( $\rho_{\text{alumínium ötv.}} = 2800 \text{ kg/m}^3$ )

titán ötvözet  $\sigma_m = (1500 - 2000)10^5 \text{ Pa}$  ( $\rho_{\text{titán ötv.}} = 4500 \text{ kg/m}^3$ )

a fordulatszám

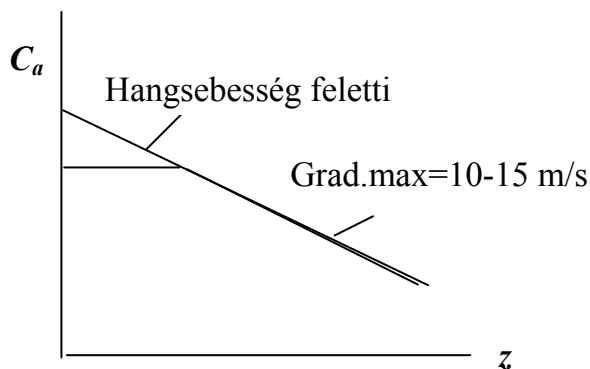
$$n = \frac{u_{3m}}{\pi D_{3m}} \quad (3.18)$$

A fenti módon számított geometriai jellemzők alapján a 4.1 és 5.1 pontokban közöltek figyelembevételével elkészíthető a kompresszor és a turbina lapátozási vázolata.

## 4. AXIÁLKOMPRESSZOROK SZÁMÍTÁSA

### 4.1. Általános adatok

A korszerű kompresszorok **első fokozatában** a belső és külső átmérők viszonyát  $\bar{d} = 0,3 \div 0,6$  az axiális sebességet  $c_{1a} = 180 \div 220 \text{ m/s}$  között választják meg



4.1. ábra

Az **utolsó fokozatnál**  $\bar{d} = 0,8 \div 0,9$ , míg  $c_{1a} = 100 \div 110 \text{ m/s}$  értékű.

Az axiális sebesség az első két-három fokozatban általában kisebb mértékben csökken, mint a későbbiekben

A kerületi sebesség a külső átmérőn  $u_k = 300 \div 500 \text{ m/s}$ .

A kompresszor fokozat fontos jellemzője az elméleti fajlagos munkatényező, mely a fokozatban a gázba bevitt munkát jellemzi

$$\bar{H}_{elm} = \frac{(c_{2u} - c_{1u})}{u_m} \quad \text{ahol} \quad u_m = \frac{(u_k + u_b)}{2} \quad (4.1)$$

Gyakorlatban alkalmazott értéke:  $\bar{H}_{elm} = 0,25 - 0,35$

A  $c_{1a}$  a legkisebb értékét a  $\beta_1 \geq 25 - 30^\circ$  feltétel szabja meg.

A fokozatszám meghatározása a közepes elméleti fajlagos munkatényező segítségével történik:

$$\bar{H}_{elm\ köz} = 0,28 - 0,3$$

A fokozat közepes munkája

$$w_{f\ köz} = \bar{H}_{elm\ köz} u_{m\ köz}^2 \quad (4.2)$$

ahol 
$$u_{m\ köz} = \frac{u_{m\ első} + u_{m\ utolsó}}{2}$$

Fokozatszám mint a fajlagos kompresszormunka és a fokozat közepes fajlagos munkájának hányadosa határozható meg

$$z = \frac{w_k}{w_{f\ köz}} \quad (4.3)$$

ahol 
$$w_k = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_1^* \left( \pi_k^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (4.4)$$

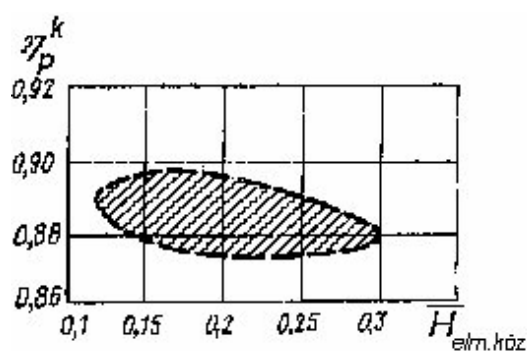
A politrópikus határfok értékét a 4.2 ábra [6] alapján vehetjük fel

### Munkamegosztás a fokozatok között

Az első fokozatoknál  $\bar{H}_{elm}$  értékét 10...15%-kal csökkentik a  $\bar{H}_{elm\ köz}$ -hez képest.

Nagy  $\pi_k^*$  nyomásviszonyú, ill. széles üzemmód-tartományú gépeknél a  $\bar{H}_{elm} = 0,18...0,2$ -ig csökkenthető.

Az utolsó 2-3 fokozatnál a csökkentés 10 ÷ 15 % fokozatonként.



4.2. ábra

A középső fokozatoknál a  $\bar{H}_{elm}$ -et megnövekedik a  $\bar{H}_{elm\ köz}$ -hez képest.

$$\bar{H}_{elm} = 0,3...0,35$$

A középső ( $z_0$  - ik) fokozattól a  $z_0 + 2$  fokozatig  $\bar{H}_{elm\ i} = \bar{H}_{elm\ i\ max}$

Páros fokozatszám esetén  $z_0 = z / 2$ , páratlan-nál  $z_0 = (z + 1) / 2$ .

A fajlagos munkamegosztás a fokozatok között a 4.3. ábra szerint alakulhat.

Végeredményben teljesülnie kell a

$$\sum w_{fok} = w_k \text{ feltételnek.}$$

### Fokozati jellemzők

Szubszonikus fokozatok esetén az első fokozatok nyomásviszonya

$$\pi_{fok}^* = 1,3... 1,4, \text{ míg az utolsóké } \pi_{fok}^* = 1,15... 1,2$$

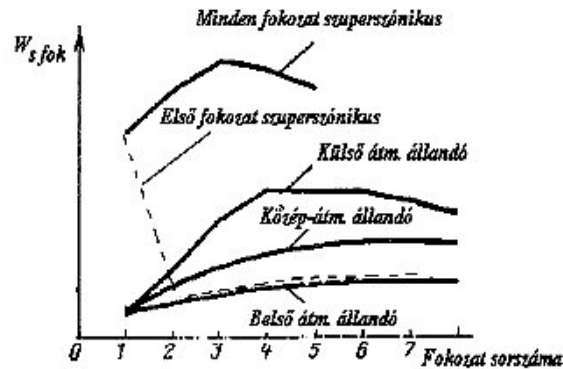
$$w_{fok} = 20 \div 35 \text{ kJ/kg}$$

### Ventillátor nyomásviszonyok

$$\alpha = 0,3 - 0,9 \text{ esetén} \quad \pi_V^* = 2,5 \div 3,5$$

$$\alpha = 4 \div 8 \text{ esetén} \quad \pi_V^* = 1,4 \div 1,8.$$

Transzszónikus és szuperszónikus fokozatoknál egy fokozat nyomásviszonya  $1,4 \div 2,3$



4.3. ábra

**Adiabatikus hatásfok:** I. fokozat:  $\eta_s = 0,84 \div 0,86$ ,

középső fokozatokban nő  $0,89 \div 0,90$ -ig, utolsó fokozatban  $0,86 \div 0,87$ .

Transzszónikus és szuperszónikus fokozatokban

$$\pi_{fok}^* = 1,5 \div 1,9$$

$$w_{fok} = 40 \div 70 \text{ kJ/kg.}$$

$$\eta_s = 0,86 \div 0,92$$

### Nyomásviszony megosztás a forgórészek között

Amennyiben  $\pi_k^* > 10$  - két ill. három forgórész alkalmazandó.

A forgórészek között a nyomásviszony megosztása a

$$k = \frac{W_{skisny}}{W_{s\ kompr}} \quad (4.5)$$

kifejezés alapján történik, ahol egyáramú hajtóműveknél  $k = 0,4 \dots 0,5$ , kétáramúaknál  $k = 0,2 \dots 0,5$ .

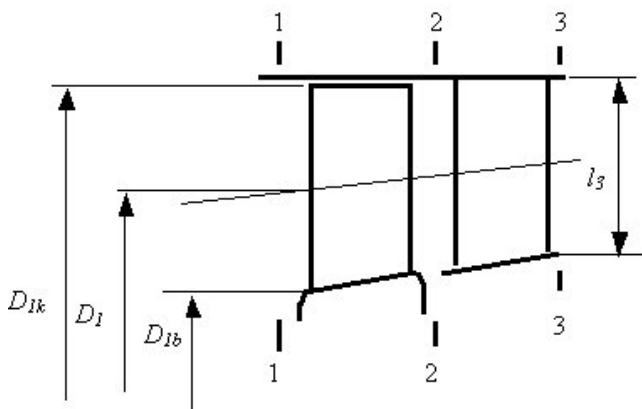
Két ill. többforgórészes kompresszoroknál lehetővé válik az adott  $M_{w1}$  mellett a következő forgórészekben a kerületi sebesség 20-25 %-os növelése. Ezen kívül gyorsítható a gázáram a forgórész külső átmérőjének csökkentésével. Ezzel csökken  $\bar{d}$ , nő a  $W_{forgórész}$  és csökkenthető a kompresszor tömege, hossza.

Lapátozási terv készítésénél a következőket kell szem előtt tartani:

A lapátszélesség a lapáthossz 1/3, 1/4 része. Az axiális rés növelésével  $(0,6-0,8)h$  -ig (ahol  $h$  - a húr hossz), a sebességmező kiegyenlítődik, a rezgés és a zaj csökken, de nő a kompresszor tömege.

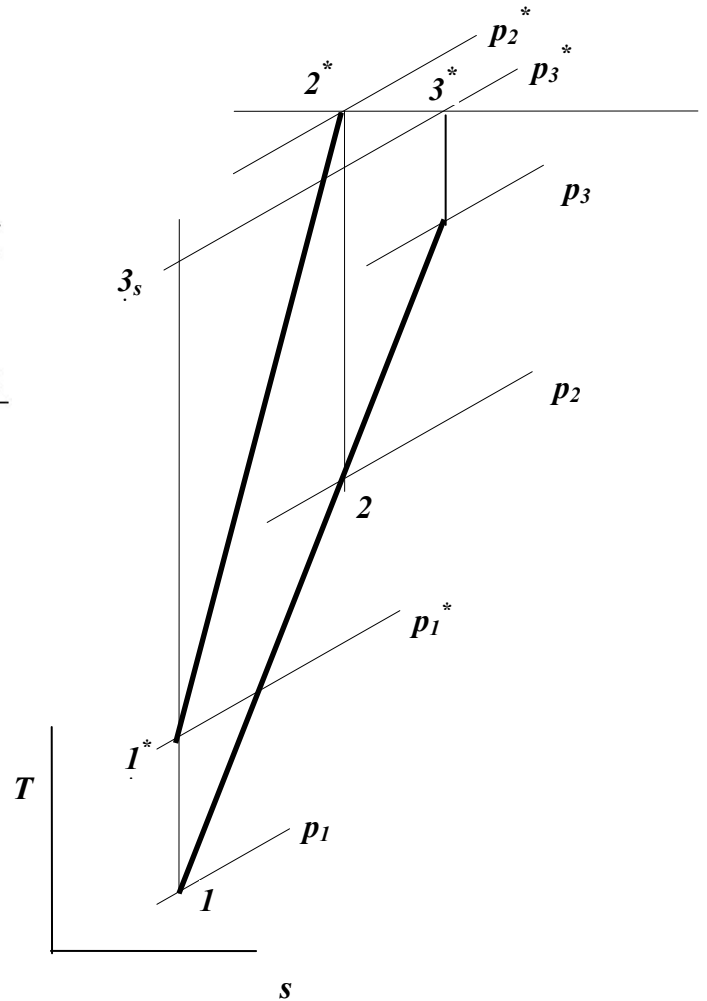
Ezért kompromisszumként a lapátozási tervben az axiális részt a forgólapát húr hosszának 15-25 %-ában válasszuk meg, míg a kétáramú egyfokozatú ventilátoros hajtóműveknél a zaj csökkentése céljából a rés mérete  $(1-1,5)h$ .

#### 4.2. Fokozatok számítása



4.4. ábra

A fokozat számításánál használatos jelölések a 4.4. ábrán, a fokozatban lejátszódó sűrítési folyamat T-s diagramja a 4.5. ábrán látható.



4.5. ábra

##### 4.2.1. Számítás a fajlagos munkatényező felhasználásával

1.  $\bar{H}_{elmi}$  -felvéve mellyel  $w_{Ki} = \bar{H}_{elmi} u_{mi}^2$

Az átömlési tényező és a belépő axiális sebességhez tartozó dimenziótlan sebesség

$$\overline{c_{1ai}} = \frac{c_{1ai}}{u_{mi}}, \quad \lambda_{1ai} = \frac{c_{1ai}}{c_{kri}}, \quad c_{kri} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_{1i}^*} \quad (4.6)$$

2. A kompresszor fokozat munkája

$$w_{ki} = \bar{H}_{elmi} u_{mi}^2 \frac{\Omega}{\eta_{rés} \eta_{surl}} \quad (4.7)$$

Első fokozat esetében  $\eta_{rés} \eta_{surl} = 0,97 \div 0,98$   $\Omega = 0,98 \div 1$   $\rightarrow$  többi fokozatnál lineárisan csökken  $\rightarrow$  utolsó fokozatban  $\eta_{rés} \eta_{surl} = 0,95 \div 0,96$   $\Omega = 0,86 \div 0,9$ .

Itt  $\Omega$ - az elméleti munka forgó lapátsor előtti sebességmező deformáció, radiális rés és más tényezők miatti csökkenését figyelembe vevő tényező [5].

**3.** Torlóponyi hőmérséklet a fokozatból történő kilépéskor és a fokozat nyomásviszonya

$$T_{3i}^* = T_{1i}^* + \frac{w_{ki}}{c_p}, \quad \pi_{ki}^* = \left( \frac{w_{ki} \eta_{si}}{c_p T_{1i}^*} + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad \pi_{ki}^* = \frac{p_{3i}^*}{p_{1i}^*} \quad (4.8)$$

$$T_{3i}^* = T_{2i}^* = T_{1(i-1)}^* \quad (4.9)$$

**4.** Kerületi sebesség a külső- és középmérimén

$$u_{ki} = D_{ki} \pi n \quad u_{mi} = D_{mi} \pi n \quad (4.10)$$

**5.** Reakciófokok ( $r^o$ ) felvétele

például, ha az első fokozatban  $r_i^o = 0,5$ , közbenső és utolsó fokozatoknál növelés lehet célszerű  $\rightarrow 0,7 \div 0,9$ -ig

$$r_i^o = 1 - \frac{c_{uköz}}{u} \quad \text{ahol} \quad c_{uköz} = \frac{c_{u1} + c_{u2}}{2} \quad (4.11)$$

**6.** A fokozat belépő-keresztmetszete (forgólapát)

$$A_{1i} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{1i}^*}}{p_{1i}^* q(\lambda_{1a})_i \beta k_G} \quad \text{ahol} \quad \beta = 0,0404 \quad (4.12)$$

Ahol  $k_G$  - a határreget, és a sebességmező egyenlőtlenségét (lapáthossz mentén) figyelembe vevő tényező, értéke különböző lapátkialakítások esetén

$k_G = 0,93 \div 0,95$  – áll.reakciófok ( $c_{uköz} r^m = const.$ ,  $m = -1$ )

$k_G = 0,97 \div 0,98$  – áll.cirkuláció ( $c_{uköz} r^m = const.$ ,  $m = 1$ )

$k_G = 0,95 \div 0,97$  – közbenső ( $c_{uköz} r^m = const.$ ,  $m < 1$ )

**7.** A keresztmetszetből meghatározandók a geometriai jellemzők

$D_{1mi}$  - a kiválasztott lapátozási terv alapján,

$$\bar{d}_{1i} - \text{felvéve} \quad 1. \text{ előbb.} \quad D_{1bi} = D_{1ki} \bar{d}_{1i} \quad (4.13)$$

**8.** A belépő abszolút sebesség tangenciális összetevője

$$c_{1ui} = u_{mi} \left[ 1 - r - \frac{1}{2} \bar{H}_{elmi} \right] \quad (4.14)$$

**9. A belépő abszolút sebesség**

$$c_{1i} = \sqrt{c_{1ai}^2 + c_{1ui}^2}, \quad \lambda_{1i} = \frac{c_{1i}}{a_{kri}}, \quad \alpha_{1i} = \arctg \frac{c_{1ai}}{c_{1ui}} \quad (4.15)$$

**10. A keresztmetszet ellenőrzése a számított jellemzőkkel**

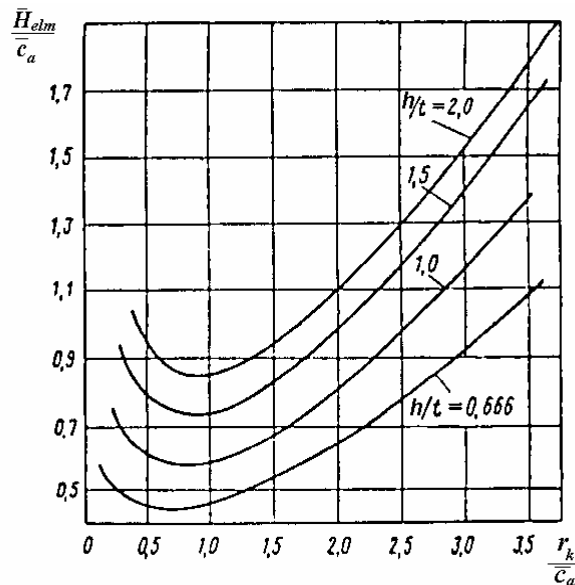
$$A_{1i} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{1i}^*}}{p_{1i}^* q(\lambda_{1i}) \sin \alpha_{1i} \beta k_G} \quad (4.16)$$

Eltérés esetén ( $D_m \neq \text{const}$  esetén, amikor  $D_{mi}$  meghatározása iterációval történik) a számítás a 7. ponttól megismétlendő, míg az  $\alpha_{1i}$  előző és új értéke között a különbség  $1^\circ$  - nál kisebb nem lesz.

**11. A középátmérőn érvényes Mach-szám ellenőrzése**

$$w_{1i} = \sqrt{c_{1ai}^2 + (u_{mi} - c_{1ui})^2} \quad M_{w1i} = \frac{w_{1i}}{a_{1i}} \quad (4.17)$$

ahol 
$$a_{1i} = \sqrt{\kappa R T_{1i}^* \left( 1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{1i}^2 \right)} \quad c_{kri} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} R T_{1i}^*}$$



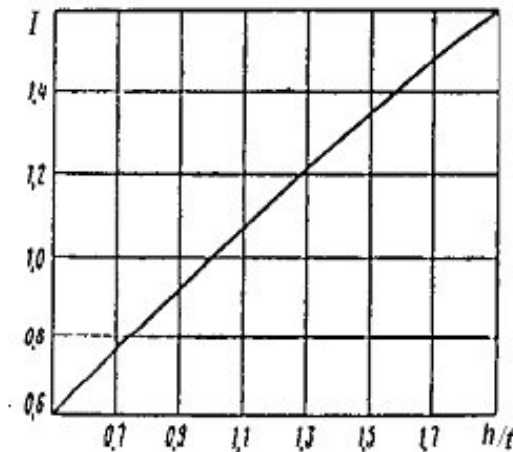
4.6. ábra

**12.** A  $\frac{\bar{H}_{elmi}}{c_{ai}}$  és  $\frac{r}{c_{ai}}$  alapján a 4.6 ábra [5] felhasználásával meghatározzuk az

$I = \frac{\overline{H}_{elmi}}{\overline{c}_{ai}} / \left( \frac{\overline{H}_{elmi}}{\overline{c}_{ai}} \right)_{h/t=1}$  mennyiséget, majd ellenőrizzük a középátmérőn a 4.7. ábra [5]

segítségével a lapátsűrűséget.

A megfelelő lapátsűrűség eléréséhez módosítani kell a reakciófokot, az átömlési tényezőt ( $\overline{c}_a$ ), valamint az elméleti munkatényezőt ( $\overline{H}_{elm}$ ), majd ezután pedig a 4.6. ábrából a  $h/t$  viszonyt (rel. sűrűséget).



4.7. ábra

### 13. A lapáthossz

$$l_{1i} = \frac{A_{1i}}{\pi D_{mi}} \quad (4.18)$$

$\bar{l} = \left( \frac{l}{h} \right)$  – felvéve, értéke első fokozatnál max. 3,5 ÷ 4,5

utolsó fokozatnál max. 2 ÷ 2,5 - közben csökken.

### 14. A lapátszám a forgólapátsorban

$$z = \frac{\bar{l}_i \left( \frac{h}{t} \right) \pi D_{mi}}{l_i} \quad (4.19)$$

$l/h$  - változtatásával  $z$  egészre hozandó

### 15. A forgólapátról kilépő abszolút sebesség tangenciális és axiális komponense

$$c_{2ui} = u_{1mi} \left[ 1 - r + \frac{1}{2} \overline{H}_{elmi} \right] \quad c_{2ai} = \frac{c_{1ai} + c_{3ai}}{2} \quad (4.20)$$

### 16. A kilépő abszolút sebesség

$$c_{2i} = \sqrt{c_{2ai}^2 + c_{2ui}^2} \quad (4.21)$$

A hangsebesség 
$$a_{2i} = \sqrt{\kappa R T_{2i}^* \left( 1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{2i}^2 \right)} \quad (4.22)$$

és a Mach-szám 
$$M_{2i} = \frac{c_{2i}}{a_{2i}} \quad (4.23)$$

17. A kilépő abszolút sebesség szöge

$$\alpha_{2i} = \arcsin \left( \frac{c_{2ui}}{c_{2i}} \right) \quad (4.24)$$

18. A fokozat utáni torlóponti nyomás

$$p_3^* = p_1^* \pi_{fok}^* \quad (4.25)$$

19. Torlóponti nyomás a forgólapátsorból történő kilépéskor

$$p_{2i}^* = p_{1i}^* \left( \frac{(\kappa - 1) w_{ki} \eta_f + 1}{\kappa R T_{1i}^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (4.26)$$

- ahol  $\eta_f = 0,92 - 0,94$  a forgólapátózás hatásfoka

20. A forgólapátsor kilépő-keresztmetszete

$$A_{2i} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{2i}^*}}{p_{2i}^* q(\lambda_{2i}) \sin \alpha_{2i} \beta k_G} \rightarrow \bar{d}_{2i} \quad (4.27)$$

21. A kilépő relatív sebesség és annak szöge

$$w_{2i} = \sqrt{c_{2ai}^2 + (u_{mi} - c_{2ui})^2} \quad \beta_{2i} = \arcsin \frac{c_{2ai}}{w_{2i}} \quad (4.28)$$

22. A belépő relatív sebesség szöge

$$\beta_{1i} = \arctg \frac{\bar{c}_{1ai}}{1 - \bar{c}_{1ai} \operatorname{ctg} \alpha_{1i}} \quad (4.29)$$

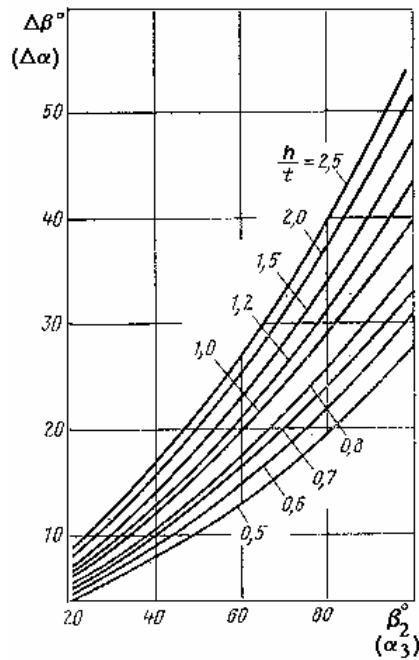
23. A gázsugár szögelhajlása a forgólapátsoron  $\Delta \beta_i = \beta_{2i} - \beta_{1i}$

24. A terelőlapátsoron  $h/t=1$  esetén bekövetkező névleges szögelfordulás a 4.8. ábrából határozható meg, a terelő lapátózásból történő kilépés szöge  $\alpha_{3i} = \alpha_{1(i+1)}$  alapján.

(Ez a szög a következő fokozat számítása után lesz ismert.)

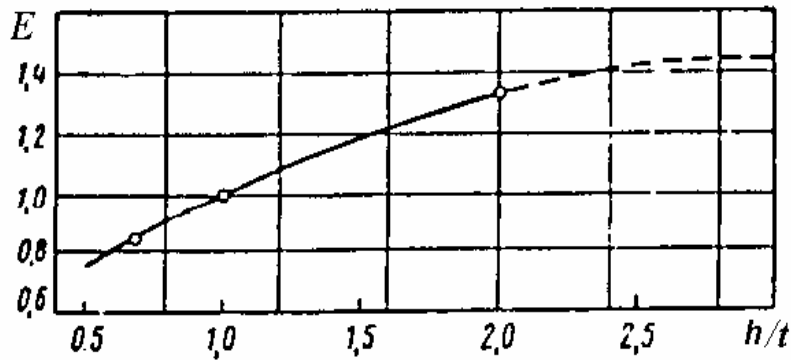
A terelőlapátózáson bekövetkező szögelfordulás  $\Delta \alpha_i = \alpha_{3i} - \alpha_{2i}$





4.8. ábra

25. Az  $E = \frac{\Delta\alpha}{\Delta\alpha_{(h/t=1)}}$  kifejezés, valamint segítségével a 4.9. ábra [5] alapján a terelő lapátsor lapátsűrűsége ( $h/t$ ) meghatározható.



4.9. ábra

26. Megadva  $l/h$  értékét, ill. az  $l_{2i}$  lapáthosszat  $A_{2i}$  -ből számítható a terelő lapátsor lapátszáma

$$Z = \frac{(l_{2i} / h)(h/t)\pi D_{mi}}{l_{2i}} \quad (4.30)$$

27. Következő fokozat:

$$p_{1i}^* = p_{1(i-1)}^* \pi_{foki}^*, \quad \lambda_{1ai} = \frac{c_{1ai}}{c_{kri}}, \quad c_{kri} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_{1i}^*} \quad (4.31)$$

$$A_{1i} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{1i}^*}}{p_{1i}^* q(\lambda_{1ai}) \beta k_G} \rightarrow D_{köz i} \quad (4.32)$$

$$c_{1i} = \sqrt{c_{1ai}^2 + c_{1ui}^2}, \quad \lambda_{1i} = \frac{c_{1i}}{c_{kri}}, \quad \alpha_{1i} = \arctg \frac{c_{1ai}}{c_{1ui}} \quad (4.33)$$

$$\alpha_{1i} = \alpha_{3(i-1)} \quad (4.34)$$

Az  $\alpha_{1,i}$  és  $\alpha_{2,(i-1)}$  szögek alapján számítjuk az előző fokozat terelőlapjait (1. előbb).

#### 4.2.2. Kompresszor méretezés a hőmérsékletváltozások alapján

A kompresszor fokozatban lejátszódó sűrítési folyamat és az állapotjelzők közötti kapcsolat a 4.3 és 4.5. ábrákból követhető.

Fordulatszám a kerületi sebességből

$$n = \frac{u_k}{D_k \pi}$$

Axiális sebesség a belépésnél az 1. pontban javasoltak alapján választandó.  
Torlóponti jellemzők a belépésnél

$$T_1^* = T_0^* \quad p_1^* = \sigma_{sz}^* p_0^* \quad (4.35)$$

A belépő keresztmetszet a 3.pont alapján kerül számításra

$$A_1 = \frac{D_{1k}^2 \pi}{4} \left[ 1 - \left( \frac{D_{1b}}{D_{1k}} \right)^2 \right], \text{ ebből a külső átmérő } D_{1k} = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi \left[ 1 - \left( \frac{D_{1b}}{D_{1k}} \right)^2 \right]}} \quad (4.38)$$

ahol a 3. pont szerint  $\bar{d}_1 = \frac{D_{1b}}{D_{1k}} = 0,35 \div 0,6$  a középátmérő pedig

$$D_{1m} = \frac{(1 + \bar{d}_1) D_{1k}}{2} \quad (4.39)$$

$c_1 = c_{1a}$  (ha nincs előperdités)

Relatív sebesség és a Mach-szám a külső átmérőn

$$w_{1k}^2 = u_{1k}^2 + c_{1a}^2; \quad a = \sqrt{\kappa R T_1}; \quad M_{1k} = \frac{w_{1k}}{a} \quad (4.40)$$

A kompresszorból kilépő levegő jellemzői

$$p_2^* = p_1^* \pi_k^*; \quad T_2^* = T_1^* \left( \pi_k^* \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad \text{ahol } \frac{n-1}{n} = \frac{\kappa-1}{\kappa \eta_p^K} \quad (4.41)$$

$c_2 = c_{2a}$  - kilépő axiális sebesség (ha nincs perdület).

A kilépő keresztmetszetet a 3. pont alapján számítjuk

Lapátózás-geometria megválasztása ( $D_b = const.$ ,  $D_k = const.$  vagy  $D_m = const.$ )

Meghatározandók az átmérők, lapáthosszak (3. pontban leírtak szerint).

#### 4.2.2.1. Fokozatszám megválasztás

Felvesszük az  $\eta_p^K$  értékét az 1. pont alapján.

A kompresszorban végbemenő hőmérsékletnövekedés

$$\Delta T_k^* = T_2^* - T_1^* \quad (4.44)$$

A fokozati hőmérsékletváltozás

$\Delta T_{fokozat}^* = 10 \div 30 \text{ K}$  szubszonikus,  $45 \text{ K}$  vagy *nagyobb* transzszónikus, ill. szuper-szonikus fokozatok esetében. Ezen adatok alapján lehet felvenni a fokozatra jutó hőmérsékletnövekedést, de kiindulhatunk az első fokozatra jutó hőmérsékletváltozásból is.

Feltételezve  $c_{1a} = c_{2a} = c_{3a} \rightarrow$  mindenütt

A belépő relatív sebesség és annak iránya az első fokozatban

$$\operatorname{ctg} \beta_1 = \frac{u}{c_{1a}} \rightarrow \beta_1 \quad w_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \beta_1} \quad (4.45)$$

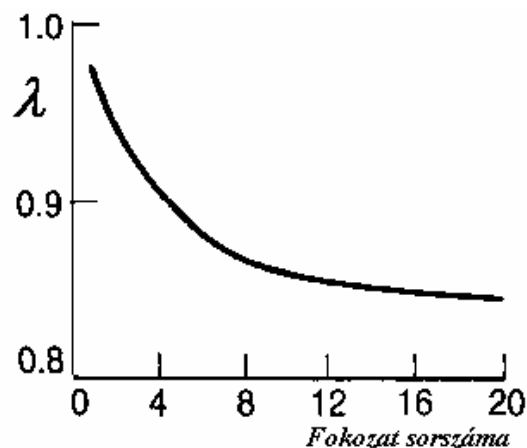
A  $\frac{w_2}{w_1} \geq 0,72$  (de Haller-féle kritérium) feltételből közelítőleg meghatározzuk a

forgórészről kilépő relatív sebesség értékét

$$w_{2min} = 0,72 w_1$$

A hozzátartozó szög

$$\sin \beta_2 = \frac{c_{1a}}{w_2} \rightarrow \beta_2$$



4.10. ábra

A fokozatra jutó hőmérsékletnövekedés ( $\lambda \approx 1$  ekkor felvehető).

$$\Delta T_f^* = \frac{\lambda u c_a (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2)}{c_p} = \frac{\lambda u (c_{2u} - c_{1u})}{c_p} \quad (4.46)$$

A  $\lambda$  munkatényező változását szemlélteti a 4.10 ábra [3].

Fokozatszám 
$$z = \frac{\Delta T_k^*}{\Delta T_f^*} \quad (4.47)$$

A  $\lambda$  értékében lévő bizonytalanság miatt célszerű az így kapott értéknél 1- 2 - vel nagyobb fokozatszámot választani, majd az átlagos hőmérsékletnövekedést újra meghatározni.

Az első és utolsó fokozat  $\Delta T_f^*$  értéke kisebbre veendő, mint a többi.

Az **I. fokozat** számítása ( $\Delta T_f^*$ ,  $\alpha_1$ ,  $\lambda$  adott ill. felveendő)

Mivel

$$\Delta c_u = c_{2u} - c_{1u} \text{ és } \Delta c_u = \frac{c_p \Delta T_f^*}{\lambda u} \quad (4.48)$$

perdületmentes belépéskor

$$c_{1a} = c_1; \quad c_{1u} = 0; \quad c_{2u} = \Delta c_u \quad (4.49)$$

Különben

$$c_{1u} = c_{1a} \operatorname{ctg} \alpha_1 \quad c_{2u} = c_{1u} + \Delta c_u$$

A sebességi háromszögből

$$\alpha_2 = \operatorname{arc} \operatorname{ctg} \frac{c_{2u}}{c_{2a}}$$

míg az abszolút sebességek

$$c_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + c_{1u}^2} \quad c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2}$$

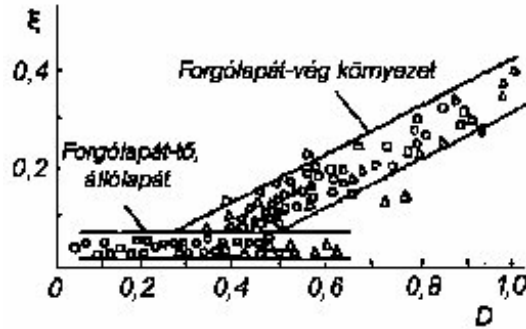
$$A \quad \operatorname{ctg} \beta_1 = \frac{u - c_{1u}}{c_{1a}}; \quad \operatorname{ctg} \beta_2 = \frac{u - c_{2u}}{c_{2a}} \quad (4.50)$$

egyenletekből a  $\beta_1$  és  $\beta_2$  szögek számíthatók.

A forgólapátsoron bekövetkező irányeltérítés

$$\Delta \beta = \beta_1 - \beta_2 \quad (4.51)$$

$$w_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \beta_1} \quad w_2 = \frac{c_{2a}}{\sin \beta_2}$$



4.11. ábra

Ellenőrzendő a  $w_2/w_1$  viszony, illetve szükség szerint az osztás/húr viszony meghatározása után a

$$D \approx 1 \frac{w_2}{w_1} + \frac{\Delta c_u}{2w_1} \cdot \frac{t}{h} \quad (4.52)$$

diffúzorossági tényező, melynek kapcsolatát a veszteséggel a 4.11. ábra alapján ítéljük meg.

A fokozat utáni torlóponyi nyomás és hőmérséklet

$$\left( \frac{p_3^*}{p_1^*} \right)_i = \left( 1 + \frac{\eta_s^f \Delta T_f^*}{T_1^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \rightarrow (p_3^*)_i \quad (T_3^*)_i = T_1^* + \Delta T_f^* \quad (4.53)$$

A reakciófok értéke

$$r^o = 1 - \frac{c_{2u} + c_{1u}}{2u} \quad (4.54)$$

Cél lehet például, hogy a legtöbb fokozat  $r^o=0,5$  reakciófokú legyen - a szimmetrikus lapátozás alkalmazhatósága miatt - ekkor az  $r^o$  értékét fokozatosan csökkenteni kell 0,5-ig.

A **II. ill. i - edik** fokozat:  $(\Delta T_f^*, \lambda, r^o$  adott ill. felveendő)

Ismert hőmérsékletnövekedés és reakciófok esetén a

$$\frac{c_p \Delta T_f^*}{\lambda u_m c_a} = (ctg \beta_1 - ctg \beta_2) ; \quad \frac{2r^o u_m}{c_a} = (ctg \beta_1 + ctg \beta_2) \quad (4.55)$$

egyenletekből meghatározható  $\beta_1$  és  $\beta_2$ , majd az

$$ctg \alpha_1 = \frac{u - c_{1a} ctg \beta_1}{c_{1a}} ; \quad ctg \alpha_2 = \frac{u - c_{2a} ctg \beta_2}{c_{2a}} \quad (4.56)$$

összefüggések megadják  $\alpha_1$  és  $\alpha_2$  értékét.

Ebből kijön az előző fokozat terelőlapátsorából történő kilépés szöge, mivel

$$(\alpha_3)_{i-1} = (\alpha_1)_i. \quad (4.57)$$

Relatív és abszolút sebességek a sebességi háromszögekből határozhatók meg

$$w_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \beta_1} \quad w_2 = \frac{c_{2a}}{\sin \beta_2} \quad (4.58)$$

$$c_{1u} = c_{1a} \operatorname{ctg} \alpha_1 \quad c_{2u} = c_{2a} \operatorname{ctg} \alpha_2 \quad (4.59)$$

$$c_1 = c_{1a} / \sin \alpha_1 \quad c_2 = c_{2a} / \sin \alpha_2 \quad (4.60)$$

$$(c_3)_{i-1} = (c_1)_i \quad (4.61)$$

Ezután ellenőrizni kell a forgó- illetve állólapátok diffúzorosságát

$$(w_2 / w_1)_{II} \text{ és } (c_3 / c_2)_I - t$$

a de Haller féle kritérium szerint.

A kilépő jellemzők rendre

$$\pi_i^* = \left( \frac{p_3^*}{p_1^*} \right)_i = \left( 1 + \frac{\eta_s^f (\Delta T_f^*)_i}{(T_1^*)_i} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4.62)$$

$$(p_3^*)_i = (p_3^*)_{i-1} \pi_i^* \quad (4.63)$$

$$(T_3^*)_i = (T_1^*)_i + (\Delta T_f^*)_i \quad (4.64)$$

A többi fokozat a fentiekhez hasonlóan számítható, úgy, hogy az előző fokozat kilépő paraméterei egyben a következő fokozat belépő jellemzői.

Az utolsó fokozat jellemzőit úgy kell meghatározni, hogy biztosítani tudjuk a tervezési célként kitűzött kompresszor nyomásviszonyt.

Ehhez az igényelt kompresszor végnyomásból és az utolsó előtti fokozat kilépőnyomásából meghatározzuk az utolsó fokozatban szükséges hőmérsékletnövekedést:

$$\Delta T_f^* = \left[ \left( \frac{p_3^*}{p_1^*} \right)_z^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \frac{(T_1^*)_z}{\eta_s} \quad (4.65)$$

Majd a reakciófok felvételével a fokozat számítását a (4.55) egyenletektől kezdődően az előző fokozatoknál követett módszer szerint végezzük.

A kompresszor teljesítmény-igény

$$P_k = \dot{m} c_{p, T_{11}^*} / T_{2z}^* (T_{2z}^* - T_{11}^*) \quad (4.66)$$

#### 4.2.2.2. A lapáthosszak és átmérők számítása

A statikus hőmérséklet, nyomás és sűrűség az adott ( $j$ -edik) keresztmetszetben

$$T_j = T_j^* - \frac{c_j^2}{2c_p} ; \quad p_j = p_j^* \left( \frac{T_j}{T_j^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} ; \quad \rho_j = \frac{p_j}{RT_j} \quad (4.67)$$

A keresztmetszet

$$A_j = \frac{\dot{m}}{\rho_j c_{ja}} \quad (4.68)$$

vagy a gázdinamikai függvények segítségével

$$A_j = \frac{\dot{m} \sqrt{T_j^*}}{\beta p_j^* q(\lambda_j) \sin \alpha_j}$$

ahol  $\lambda_j = \frac{c_j}{c_{jkr}} ; \quad c_{jkr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_j^*}$

lapáthossz

$$l_j = \frac{A_j}{\pi D_{jm}} \quad (4.69)$$

külső és belső átmérő

$$D_{jk} = D_{jm} + l_j \quad D_{jb} = D_{jm} - l_j \quad (4.70)$$

#### 4.2.2.3. A lapátszám meghatározása

A  $\beta_1$  és  $\beta_2$  illetve  $\alpha_2$  és  $\alpha_3$  szögek ismeretében az irányeltérítés

$$\Delta \beta = \beta_2 - \beta_1 \quad \text{vagy} \quad \text{állólapátoknál} \quad \Delta \alpha = \alpha_3 - \alpha_2$$

és a kilépőszög  $\beta_2$ , illetve  $\alpha_3$  alapján 4.8. ábra segítségével meghatározzuk az  $h/t$  (osztás/húr) viszonyt.

Ezután az  $l/h$  viszony (viszonylagos hossz) felvételével (értéke első fokozatnál max.  $3,5 \div 4,5$  utolsó fokozatnál max.  $2 \div 2,5$  - közben csökken) a húrhossz

$$h = \frac{l}{(l/h)} \quad (4.71)$$

az osztás pedig

$$t = \frac{h}{(h/t)} \quad (4.72)$$

Végül a lapátszám

$$z = \frac{\pi D_m}{t} \quad (4.73)$$

Kívánatos, hogy a forgólapátsor és állólapátsor lapátszáma ne rendelkezzen közös osztóval. Ezért az egyik felfogás szerint a forgólapátoknál prim számot, míg az állólapátoknál páros lapátszámot alkalmaznak. Másrészt főleg a ventilátorlapátoknál a lapátsérülés esetén szükséges csere miatt páros forgólapátszámot választanak. Így ugyanis a páros lapátszám miatt elkerülhető az újraegyensúlyozás.

#### 4.2.3. Transzszónikus fokozat közelítő számítása

Szuperszónikus fokozatokban az áramlás hangsebesség feletti a lapát teljes magasságában. Transzszónikus fokozatról beszélünk akkor, ha a fokozat egy részében az áramlás hangsebesség feletti, míg a többi részen hangsebesség alatti.

A hajtómű méretének, tömegének csökkentése miatt a korszerű hajtóművek kompresszorai gyakran tartalmaznak transzszónikus, illetve szuperszónikus fokozatot, vagy fokozatokat. A nagy kétáramúsági fokú hajtóművek ventilátorai általában transzszónikus fokozattal rendelkeznek. A hajtóművek elméletéből ismeretes, hogy az ilyen fokozatok nyomásviszonya lényegesen nagyobb, mint a szubszónikusaké.

Általában az első fokozatok szuperszónikus vagy transzszónikus kialakításúak elsősorban a nagy kerületi sebesség és az itt lévő kis hangsebesség értékek miatt.

A transzszónikus és szuperszónikus fokozatok tervezése összetett feladat, mely numerikus módszerek és kísérleti mérések, modellvizsgálatok eredményeinek felhasználását jelenti.

A transzszónikus fokozat fő jellemzőinek közelítő meghatározásához a következő kiindulási adatok felvételére van szükség:

a fokozat nyomásviszonya:	$1,5 \div 2,3$
vagy hőmérsékletváltozása:	$40 \div 100 \text{ K}$
a fokozat hatásfoka:	$0,8 \div 0,9,$
a belső és külső átmérő viszonya	$\bar{d}$
belépő Mach-szám vagy dimenziótlan sebesség	$M_1$ vagy $\lambda_1$
A belépősebesség axiális, az elcsavarási törvényszerűség	$rc_u = \text{állandó}$

Amennyiben az állólapátokat elhagyó levegőáram axiális, ez a nagymértékű nyomásnövekedés miatt határréteg leválást okozhat. Ezt elkerülendő korlátozni kell a terelőlapátsor belső átmérőjén a nyomástényező értékét  $C_{páb} < 0,5$ -re, vagy a de Haller féle számot 0,72-re [12].

A nyomástényezőt az állólapátosítás belső átmérőjén a

$$C_{páb} = 1 - \left( \frac{c_1}{c_2} \right)^2 \quad (4.74)$$

összefüggés szerint értelmezzük.



A számítást a kompresszor elméletben megismert összefüggések alapján gázdinamikai függvények alkalmazásával végezve a dimenziótlan sebesség a belépő-keresztmetszetben

$$\lambda_1 = \frac{c_1}{c_{1kr}} \quad \text{ahol} \quad c_{1kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_1^*} \quad (4.75)$$

forgólapátból kilépő abszolút sebesség tangenciális összetevőjének és kerületi sebességének hányadosát a külső átmérőn

$$\left(\frac{c_{2u}}{u}\right)_k = 2\bar{d} \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda_1^2 \frac{C_{páb}}{1-C_{páb}} \eta_{sfok} \frac{1}{\left(\frac{p_3^*}{p_1^*}\right)^\kappa - 1} \quad (4.76)$$

a dimenziótlan kerületi sebesség a külső átmérőn (14)-ből

$$\left(\frac{u}{c_{1kr}}\right)_k = \lambda_{uk} = \bar{d} \lambda_1 \sqrt{\frac{C_{páb}}{1-C_{páb}}} / \left(\frac{c_{2u}}{u}\right)_k \quad (4.77)$$

továbbá

$$\left(\frac{c_{1a}}{u}\right)_k = \frac{\lambda_1}{\lambda_{uk}} \quad (4.78)$$

melyből a relatív áramlás belépőszöge a forgólapátózásba

$$\beta_{1k} = \text{arctg} \left( \frac{c_{1a}}{u} \right)_k \quad (4.79)$$

a kilépőszög

$$\beta_{2k} = \text{arctg} \left[ \left(1 - \frac{c_{2u}}{u}\right)_k / \left(\frac{c_{2a}}{u}\right)_k \right] \quad \text{ahol} \quad \frac{c_{2a}}{u} = \frac{c_{1a}}{u} \quad (4.80)$$

Az abszolút áramlás kilépőszöge a forgó-, illetve az állólapátózásból

$$\alpha_2 = \text{arctg} \left( \frac{c_{2u}}{u} / \frac{c_{2a}}{u} \right) \quad \alpha_3 = \alpha_1 = 90^\circ \quad (4.81)$$

A többi keresztmetszetben (a sugár mentén) az áramlás jellemzőit az alkalmazott elcsavarás törvényszerűsége szerint kell számítani.

Az  $rc_u = \text{const}$  elcsavarás esetén az áramlási szögek meghatározásához szükséges mennyiségek

$$\frac{c_{2u}}{u} = \left(\frac{c_{2u}}{u}\right)_k / \left(\frac{d}{d_k}\right)^2 \quad (4.82)$$

$$\frac{c_a}{u} = \left(\frac{c_a}{u}\right)_k / \left(\frac{d}{d_k}\right) \quad (4.83)$$

#### 4.2.4. A gázáramlási szögek meghatározása a sugár mentén

A lapátelcsavarás törvényszerűségei (állandó cirkuláció-, első hatvány-, exponenciális-, állandó reakciófok-,  $\alpha_1 = \text{állandó}$  szerinti elcsavarás) mind elméleti, mind gyakorlati vonatkozásban részletesen az előadásokon kerülnek tárgyalásra. Az évfolyamterv el-

készítésénél a „Repülőgép hajtóművek tervezése. Axiális kompresszorok aerodinamikai számítása” c. előadásvázlatra [13] célszerű támaszkodni.

## 5. CENTRIFUGÁLIS KOMPRESSZORFOKOZAT SZÁMÍTÁSA

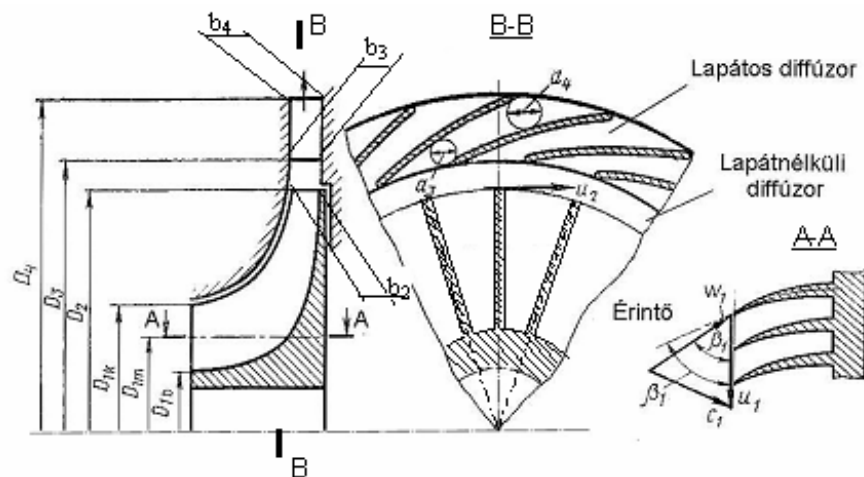
A korszerű nagyteljesítményű gázturbinás hajtóművekben a centrifugális kompresszorokat nem alkalmaznak. Ez nem csak az axiálisnál rosszabb hatásfoka, hanem kis szállítóképessége miatt van. Ugyanakkor a centrifugális kompresszorokat széles körben alkalmazzák a viszonylag kis ( $P = 800 \div 1500$  kW) teljesítmények és tömegáramok esetén. Ekkor ugyanis csak axiálkompresszor alkalmazásakor az utolsó fokozatok túl rövidre adódnak ( $l < 15$  mm). Az ilyen axiális fokozatokban, mint ismeretes nagyon nagy hidraulikai veszteségek adódnak, míg a centrifugális fokozat kielégítően működik kis tömegáramoknál is.

Amennyiben  $\pi_k^* > 4 \dots 4,5$  ilyen esetekben célszerű kombinált kompresszort kialakítani. Ezekben a kompresszorokban a centrifugális fokozat külső átmérőre vonatkozó kerületi sebessége  $u_2 = 300 \div 450$  m/s, mely a teljes sűrítési munka 40 – 75 %-át adja.

Centrifugálkompresszorok széleskörű alkalmazásra kerülnek a segédberendezésekben.

Megjegyezzük, hogy sikeres fejlesztések folynak jó hatásfokú, nagy nyomásviszonyú ( $\pi_k^* > 6 \dots 8$ ) centrifugálkompresszor fokozatok létrehozása területén.

### 5.1 A centrifugális kompresszorfokozatok alapvető geometriai jellemzői:



5.1. ábra

Az eddig kivitelezett kompresszor szerkezeti kialakítások elemzéséből a következő megállapítások tehetők:

$$D_{1b}/D_2 = 0,15 \div 0,27$$

$$D_{1k}/D_2 = 0,5 \div 0,7$$

$$b_2/D_2 = 0,046 \div 0,076$$

A jelenleg széles körben alkalmazott legnagyobb nyomásviszony  $4,2 \div 4,5$ .

A fokozat hatásfoka kisebb, mint az axiálkompresszoré, általában nem lépi túl az  $\eta_s^k = 0,78 \div 0,8$  értéket.

A repülőgép hajtóművekben a radiális lapátosú járókerekek a legelterjedtebben alkalmazottak, az ilyen kompresszor fokozat egyszerűsített termo-aerodinamikai számításának menete a következőkben adható meg.

A számítás kiinduló adatai lehetnek

- belépő torlóponyi hőmérséklet és nyomás ( $p_1^*, T_1^*$ )
- fordulatszám ( $n$ )
- tömegáram ( $\dot{m}$ )
- fokozati torlóponyi nyomásviszony  $\pi_k^* = \frac{p_3^*}{p_1^*}$
- a kompresszor izentrópus hatásfoka  $\eta_s^k$
- valamilyen geometriai feltétel (amennyiben axiálkompresszor kiegészítő fokozataként kerül megtervezésre pl.  $D_{1b}$ ).

## 5.2. A járókerék külső átmérőjének meghatározása

A hőmérséletnövekedés a fokozatban

$$T_3^* - T_1^* = T_1^* \frac{\pi_k^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_s^k} \quad (5.1)$$

A kerületi sebesség a járókerék külső átmérőjén

$$u_2^2 = c_p \frac{T_3^* - T_1^*}{\mu \xi} \quad (5.2)$$

ahol  $\xi = 1,035 \div 1,04$  – tárcsa és lapátél súrlódási tényező,  $\mu = 0,88 \div 0,92$  – perdületapadási tényező.

A járókerék külső átmérője 
$$D_2 = \frac{u_2}{\pi n} \quad (5.3)$$

## 5.3. A belépő ( $A_1$ ) keresztmetszet jellemzőinek meghatározása

Felvéve a  $\bar{d}_{A_1}$  ( $\bar{d}_{A_1} = \frac{D_{1b}}{D_{1k}} = 0,3 \div 0,5$ ) viszonyt, különböző  $c_{1a}$  ( $c_{1a} = 90 \div 150$  m/s) axiális

sebességekre kiszámítjuk a  $\frac{D_{1k}}{D_2}$  viszonyt

$$c_{1kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_1^*} \quad \lambda_{c1} = \frac{c_1}{c_{1kr}} \quad (5.4)$$

$$D_{1k} = \sqrt{\frac{4\dot{m}\sqrt{T_1^*}(1-\bar{d}_{A1}^2)}{\beta\pi p_1^* q(\lambda_{c1})\varepsilon_1 \sin\alpha_1}} \quad (5.5)$$

ahol  $\varepsilon_1=0,9\div 0,95$ ,  $\alpha_1$  – az abszolút áramlás belépőszöge, majd a beszívószáj  $D_{1k}$  átmérőjén a Mach-számot,

$$T_1 = T_1^* \tau(\lambda_{c1}) \quad M_{w1k} = \sqrt{\frac{c_{1a}^2 + u^2}{\kappa RT_1}} \quad (5.6)$$

és kiválasztjuk a legelőnyösebbet.

**Amennyiben  $D_{1b}$  adott**, ellenőrzendő a  $\frac{D_{1b}}{D_2} = 0,15 \div 0,27$  feltétel, majd  $D_{1k} = \frac{D_{1b}}{\bar{d}_{A1}}$

A belépő keresztmetszet méretei a kontinuitás törvényéből

$$D_{1k} = \sqrt{\frac{4\dot{m}\sqrt{T_1^*}}{\beta\pi p_1^* q(\lambda_{c1})\varepsilon_1 \sin\alpha_1} + D_{1b}^2} \quad (5.7)$$

**Adott  $D_{1b}$  és  $D_{1k}$  esetén** a keresztmetszet

$$A_1 = \pi \frac{D_{1k}^2 - D_{1b}^2}{4}$$

a dimenziótlan tömegáram

$$q(\lambda_{c1}) = \frac{\dot{m}\sqrt{T_1^*}}{p_1^* A_1 \beta \varepsilon_1 \sin\alpha_1} \quad (5.8)$$

melyből a  $\lambda_{c1}$ , majd a belépő axiálsebesség meghatározható

$$c_{1a} = c_{1kr} \lambda_1 \sin\alpha_1$$

A belső átmérő

$$D_{1b} = D_{1k} \bar{d}_{A1}$$

Kerületi sebesség a belépőél külső és belső átmérőjén

$$u_{1k} = D_{1k} \pi n \quad u_{1b} = D_{1b} \pi n \quad (5.9)$$

melyekből az áramlási szögek

$$\beta_{1k} = \arctg \frac{c_{1a}}{u_{1k}} \quad \beta_{1b} = \arctg \frac{c_{1a}}{u_{1b}} \quad (5.10)$$

A lapátszögek ezeknél az értékeknél  $2^\circ \div 4^\circ$ -al nagyobbak.

#### 5.4. Járókerék lapátközi csatorna mélységének meghatározása.

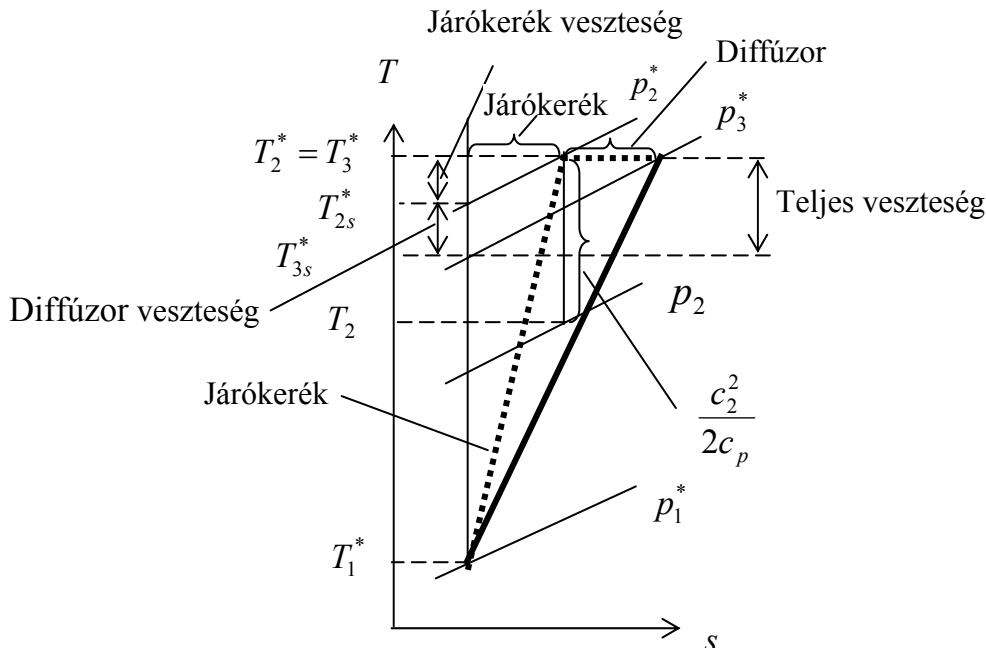
A lapátközi járókerék csatorna alakja nagymértékben közelítésekkel (mérés, számítás) határozható meg. A cél az, hogy a sebességeloszlás a keresztmetszetekben - egészen a kilépésig – homogén legyen. Nem lehetnek helyi gyorsulások, mert azok leváláshoz vezethetnek.

A járókerék kilépő átmérőjén a lapátcsatorna mélységet két közelítő feltétel alapján határozzuk meg:

- a radiális sebességkomponens a kilépő átmérőn megegyezik a  $c_{1a}$  axiálsebességgel;
- a járókerék és a diffúzor között a veszteséget fele-fele arányban osztjuk meg (5.2. ábra).

Az első feltételünk szerint  $c_{2r} = c_{1a}$ , és  $c_{2u} = \mu u_2$ , melyekből

$$c_2^2 = c_{2r}^2 + c_{2u}^2 \quad (5.11)$$



5.2. ábra

Ezzel a torlóponti hőmérsékletnövekedés a járókerékben

$$T_2^* - T_1^* = \frac{c_2^2}{2c_p} \quad (5.12)$$

a második feltételezésből eredően a forgórészben lejátszódó sűrítés izentrópikus hatásfoka

$$\eta_s^f = 1 - 0,5(1 - \eta_s^k) \quad (5.13)$$

mellyel a járókeréken létrejött nyomásviszony

$$\frac{p_2^*}{p_1^*} = \left( 1 + \frac{\eta_s^f (T_3^* - T_1^*)}{T_1^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (5.14)$$

a járókerékről kilépő torlóponyi hőmérséklet és kritikus, valamint dimenziótlan sebesség

$$T_2^* = T_3^* = T_1^* + (T_3^* - T_1^*) \rightarrow c_{2kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_2^*} \rightarrow \lambda_{c_2} = \frac{c_2}{c_{2kr}} \Rightarrow \quad (5.15)$$

A radiális keresztmetszet

$$A_{2r} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_2^*}}{p_2^* q(\lambda_{c_2}) \beta \varepsilon_2 \sin \alpha_2} \quad (5.16)$$

ahol  $\varepsilon_2 = 0,88 \div 0,95$ .

$$(5.16)\text{-ből a csatorna mélysége} \quad b_2 = \frac{A_{2r}}{D_2 \pi} \quad (5.17)$$

A kilépő Mach-szám

$$T_2 = T_2^* \tau(\lambda_{c_2}) \quad M_{c_2} = \frac{c_2}{\sqrt{\kappa RT_2}} \quad (5.18)$$

A lapátszám a

$$z = 2\pi \frac{ctg \alpha_2}{\lambda} \quad (5.19)$$

összefüggéssel közelíthető. A kivitelezett radiális lapátozású kompresszorok döntő többségénél  $z=16 \div 29$ . Kis szállítóképességű kompresszoroknál ( $\dot{m} = 1,5 \div 4 \text{ kg/s}$ )  $z=16 \div 19$ .

## 5.5. A diffúzor számítása

A lapátnélküli diffúzor feladata a járókerékről kilépő gázáram sebességének csökkentése és a sebesség megoszlás kiegyenlítése a lapátos diffúzor előtt.

A lapátnélküli diffúzorban lehetőség van a szuperszonikus áramlás szubszonikusra történő lefékezésére lökéshullám nélkül. A lapátnélküli diffúzorban a veszteségek nőnek a radiális rés méretével, ezért a  $D_3/D_2$  viszonyt  $1,05 \div 1,15$  értékre korlátozzák. A radiális rés szélességét néha abból a feltételből határozzák meg, hogy a lapátos diffúzor belépő Mach-száma kisebb legyen 1-nél. ( $M_3=0,85 \div 0,95$ ).

Ekkor  $\kappa=1,4$  esetén első közelítésként a következő összefüggés használható

$$\frac{D_3}{D_2} = \frac{M_2}{M_3} \sqrt{\frac{1+0,2M_3^2}{1+0,2M_2^2}} \quad (5.20)$$

A lapátnélküli rés szélességének ( $\delta_{ind}$ ) megválasztása után meghatározzuk a feltételeket a lapátos diffúzor belépő éléhez tartozó  $r_3 = r_2 + \delta_{ind}$  sugáron.

Mivel a lapátnélküli résben  $c_u r = \text{állandó}$ ,

$$c_{3u} = c_{2u} \frac{r_{2u}}{r_{3u}} \quad (5.21)$$

A járókerék külső átmérője és a diffúzor lapátok belépő éle közötti résben a veszteségektől eltekintünk, ezért a  $p_2^*$  nyomás állandó.

A  $c_{3r}$  sebesség összetevő meghatározására a gázdinamikai függvények (1.5), (1.7) segítségével felírt kontinuitás egyenletével történhet.

$$\lambda_{c3} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_2^*}}{\left( \frac{\kappa + 1 - (\kappa - 1) \lambda_{c3r}^2}{2} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \beta p_2^* A_{3r} \varepsilon_3 \sqrt{1 - \left( \frac{c_{3u}}{c_{3kr} \lambda_{c3}} \right)^2}} \quad (5.22)$$

ahol  $A_{3r} = D_3 \pi b_3$ , míg  $\varepsilon_3 = 0,88 \div 0,95$ ,  $c_{3kr} = c_{2kr}$ . Az (5.22) egyenletből  $\lambda_{c3}$  - például iterációval - meghatározható. Majd

$$c_3 = c_{3kr} \lambda_{c3} \quad (5.23)$$

$$c_{3r} = \sqrt{c_3^2 - c_{3u}^2} \quad (5.24)$$

Ezzel a diffúzor lapát belépőszöge

$$\alpha_3 = \text{arc ctg} \frac{c_{3r}}{c_{3u}} \quad (5.25)$$

A lapátos diffúzor-torok szélessége a torokhoz tartozó átmérő felvétele után számítható ( $D_3' \approx 1,01 D_3$ ).

A sebesség tangenciális összetevője

$$c_{3'u} = c_{2u} \frac{r_2}{r_3'} \quad (5.26)$$

Az előző esethez hasonlóan eljárva a

$$\lambda_{c3'} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_2^*}}{\left( \frac{\kappa + 1 - (\kappa - 1) \lambda_{c3'}^2}{2} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \beta p_2^* A_{3'r} \varepsilon_3 \sqrt{1 - \left( \frac{c_{3'u}}{c_{3'kr} \lambda_{c3'}} \right)^2}} \quad (5.27)$$

ahol  $A_{3,r} = D_3 \cdot \pi b_3$ , míg  $\varepsilon_3 = 0,88 \div 0,95$ ,  $c_{3,kr} = c_{2kr}$ . Az (5.27) egyenletből  $\lambda_{c_3}$  - az (5.22)-höz hasonlóan - meghatározható. Majd

$$c_{3'} = c_{3kr} \lambda_{c_3}$$

illetve

$$c_{3'r} = \sqrt{c_{3'}^2 - c_{3'u}^2} \quad (5.28)$$

Az áramlás iránya

$$\alpha_{3'} = \arctg \frac{c_{3'r}}{c_{3'u}} \quad (5.29)$$

Mivel

$$\dot{m} = \rho_{3'} A_{3'} c_{3'} = \rho_{3'} A_{3'r} c_{3'r} \quad (5.30)$$

ebből a torok áramlásra merőleges keresztmetszete

$$A_{3'} = A_{3'r} \sin \alpha_{3'} \quad (5.31)$$

A torok szélessége

$$a_3 = \frac{A_{3'}}{z_D b_3} \quad (5.32)$$

ahol  $z_D$  – a diffúzor lapátszáma.

A diffúzor lapátszáma  $9 \div 25$  között kerül felvételre, szem előtt tartva, hogy a forgórész lapátszámaéhoz képest relatív primszámnak kell lennie.

Egyéb geometriai jellemzők:  $\alpha_3 = 12^\circ \div 18^\circ$ ,  $\alpha_4 = 25^\circ \div 30^\circ$ ,  $D_4/D_3 = 1,25 \div 1,35$

A diffúzor lapátok közepes nyitásszöge nem nagyobb, mint  $8^\circ \div 10^\circ$ .

A kör keresztmetszetű csatornakialakítás jobb, mint a hagyományos négyszögletes. A kutatások szerint kör keresztmetszet esetén nagyobb kompresszor izentrópiikus hatásfokot lehet elérni.

Repülőgép hajtóműveknél a lapátos diffúzort általában a diffúzorlapátok külön diffúzorokhoz csatlakoznak.

### **A csigaház számítása**

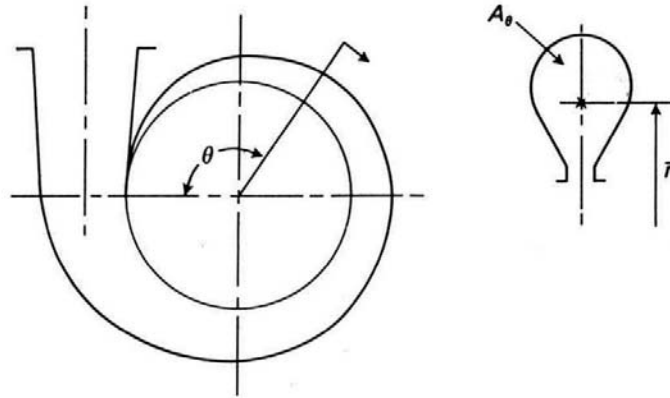
A diffúzor csatornákat elhagyó gáz csigaházba gyűjthető. (pl. turbótöltőknél).

A csigaház legegyszerűbb méretezési elve, hogy az impulzus nyomaték állandó marad.

$$\frac{A_\theta}{\bar{r}} = \dot{V} \frac{\theta}{2\pi K} \quad (5.33)$$

ahol  $A_\theta$  - a csigaház keresztmetszete  $\theta$  szögénél,  $K = c_u r =$  állandó,  $\dot{V}$  - térfogatáram,  $\bar{r}$  - a csigaház keresztmetszetek centroidjának sugara (5.3. ábra).





5.3. ábra

## 6. TÖBBFOKOZATÚ TURBINÁK SZÁMÍTÁSA, A FOKOZATSZÁM MEGÁLLAPÍTÁSA

A turbina be- és kilépő-keresztmetszeteinek 3. pont szerint történő meghatározása után elkészíthető a lapátozási vázlat, melynek felhasználásával elvégezhetjük a turbina részletes számítását.

### 6.1. Általános adatok

Reakciófok a középátmérőn

$$r^o = 0,2 \div 0,4$$

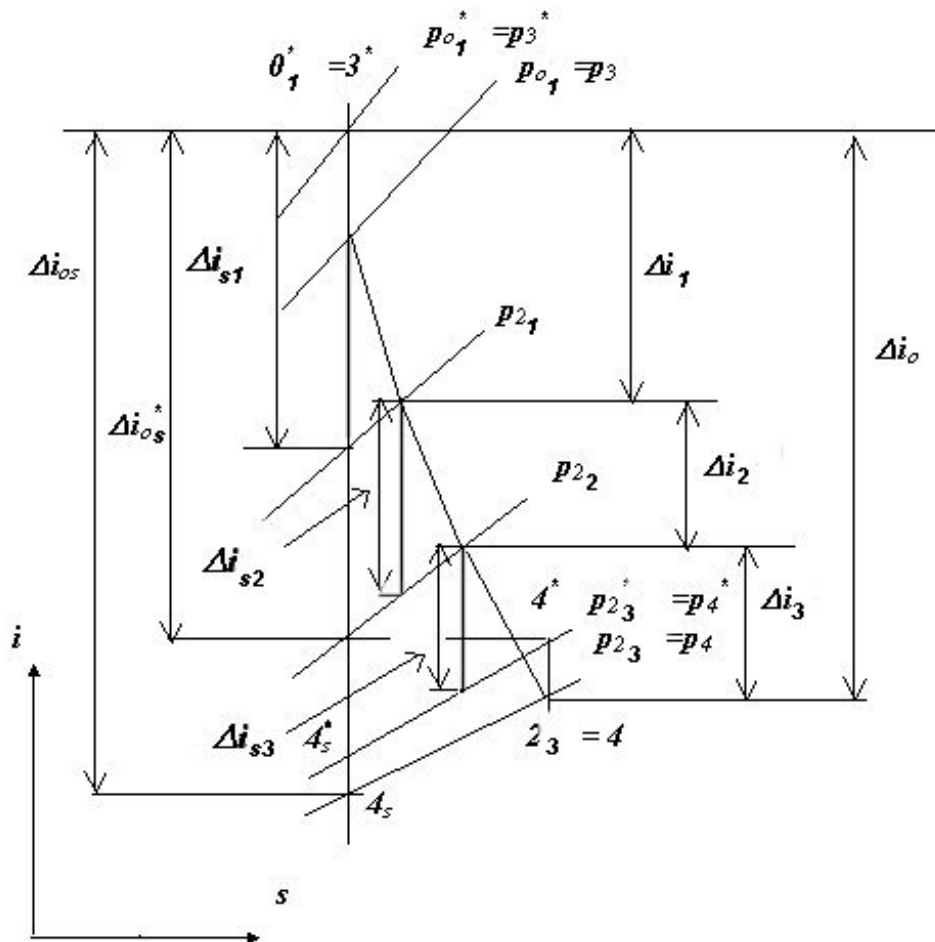
Sebességviszony

$$\frac{u}{c_1} = 0,65 \div 0,75; \quad \frac{u}{c_{0s}} = 0,5 \div 0,6$$

Feltételes közepes terhelési tényező

$$\frac{W_T}{u^2} = 1,2 \div 1,8$$

Az 6.1 ábra egy háromfokozatú turbina expanzió-folyamatát szemlélteti (a második alsó index jelöli a fokozat sorszámát).



6.1. ábra

$$\sum_{j=1}^z \Delta i_{sj} = \Delta i_{s1} + \Delta i_{s2} + \dots + \Delta i_{sz} > \Delta i_{0s} \quad (6.1)$$

$$\sum_{j=1}^z \Delta i_{sj} = (1 + \alpha) \Delta i_{0s}$$

ahol  $\alpha = 0,01 \div 0,03$  ( hővisszanyerési tényező ),  
 $\Delta i_{sj}$  - a fokozatra jutó izentrópiikus entalpia csökkenés  
 $\Delta i_{0s} = i_3^* - i_{4s}$  - a turbinára jutó izentrópiikus entalpia csökkenés,

$$\Delta i_{0s} = c_{pg} T_3^* \left[ 1 - \left( \frac{p_4}{p_3^*} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right] \quad (6.2)$$

Az egy fokozatra jutó átlagos entalpia változás

$$\Delta i_{sj} = \frac{\Delta i_{0s} (1 + \alpha)}{z} \quad (6.3)$$

Egy fokozat nyomásviszonya

$$\pi_{fokozat}^* = 1,7 \div 2,2 \text{ (átlag)}$$

Egy fokozatra jutó munka

$$W_{fokozat \max.} = 300 \div 500 \text{ kJ/kg}$$

## 6.2. A fokozatok száma

A többfokozatú turbina fokozatainak számát a következő összefüggés segítségével határozhatjuk meg

$$z = \frac{2 \Delta i_{0s} (1 + \alpha) y^2}{u_{köz}^2} \quad (6.4)$$

ahol

$$u_{köz} = \sqrt{\frac{u_{első}^2 + u_{utolsó}^2}{2}}, \quad (6.5)$$

y - a Parsons-féle szám

$$y = \frac{\sqrt{\sum_{j=1}^z u_{mj}^2}}{c_{0s}} \quad (6.6)$$

$$\text{ahol } c_{0s} = \sqrt{2 \Delta i_{0s}}$$

A Parsons-féle szám értéke [9]

sugárhajtóműnél

$$y = 0,52 \div 0,54$$

turbólégcsavaros és kétáramú hajtóműveknél

$$y = 0,55 \div 0,6$$

A 3. pontban számított adatok alapján elkészítendő a turbina lapátozási vázlata, melyben a lapátsor szélessége az  $l/b = 2 \sim 3$  viszonyból, a  $\delta$  axiális rés pedig  $\sim(0,2\div 0,3)b$  körül választandó (6.2. ábra). A lapátozás nyitásszöge a turbina hossza mentén max.  $25-29^\circ$ .

A lapátozási vázlat hosszmérete:

$$L = \frac{l_3 + l_4}{3} z + \frac{l_3 + l_4}{24} (2z - 1) \quad (6.7)$$

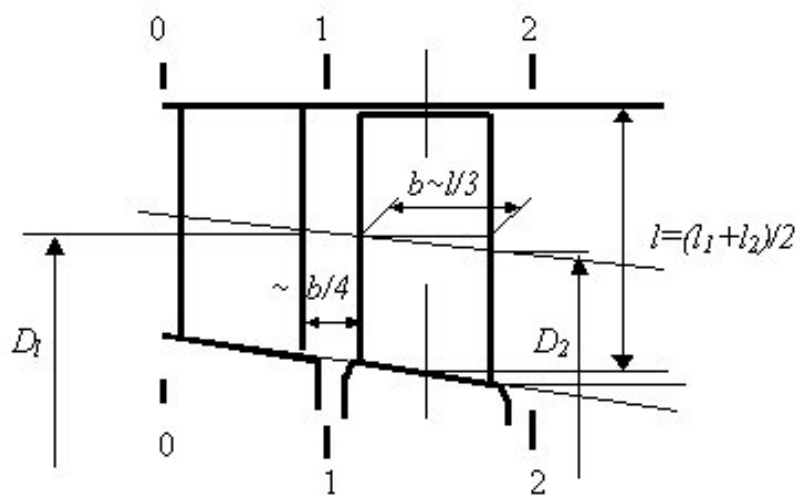
Az entalpiacsökkenés fokozatonkénti megosztásánál a következőket célszerű figyelembe venni:

- az első fokozatokon feldolgozott nagy entalpiaváltozás a gázhőmérséklet jelentős csökkenését eredményezi a következő fokozatokban, így csökkenthető a hűtött fokozatok száma és ezzel a hűtéssel járó veszteségek;
- az utolsó fokozatokban lejátszódó nagy entalpiacsökkenés kedvező lapátozási geometriát eredményez s bizonyos mértékben nő a turbina hatásfoka (az utolsó fokozatok hatásfoka jobb).

Utazó és részterhelési üzemmódokon - amikor a turbínában lejátszódó entalpia csökkenés kisebb lesz, az átrendeződés főként az utolsó fokozatokat érinti - a fokozatok terhelése kiegyenlítődik és a turbina hatásfoka jó lesz nem csak méretezési, hanem a részterhelési üzemmódokon is.

A reakciófok az utolsó fokozatok felé haladva nő.

### 6.3. Turbina fokozatok számítása

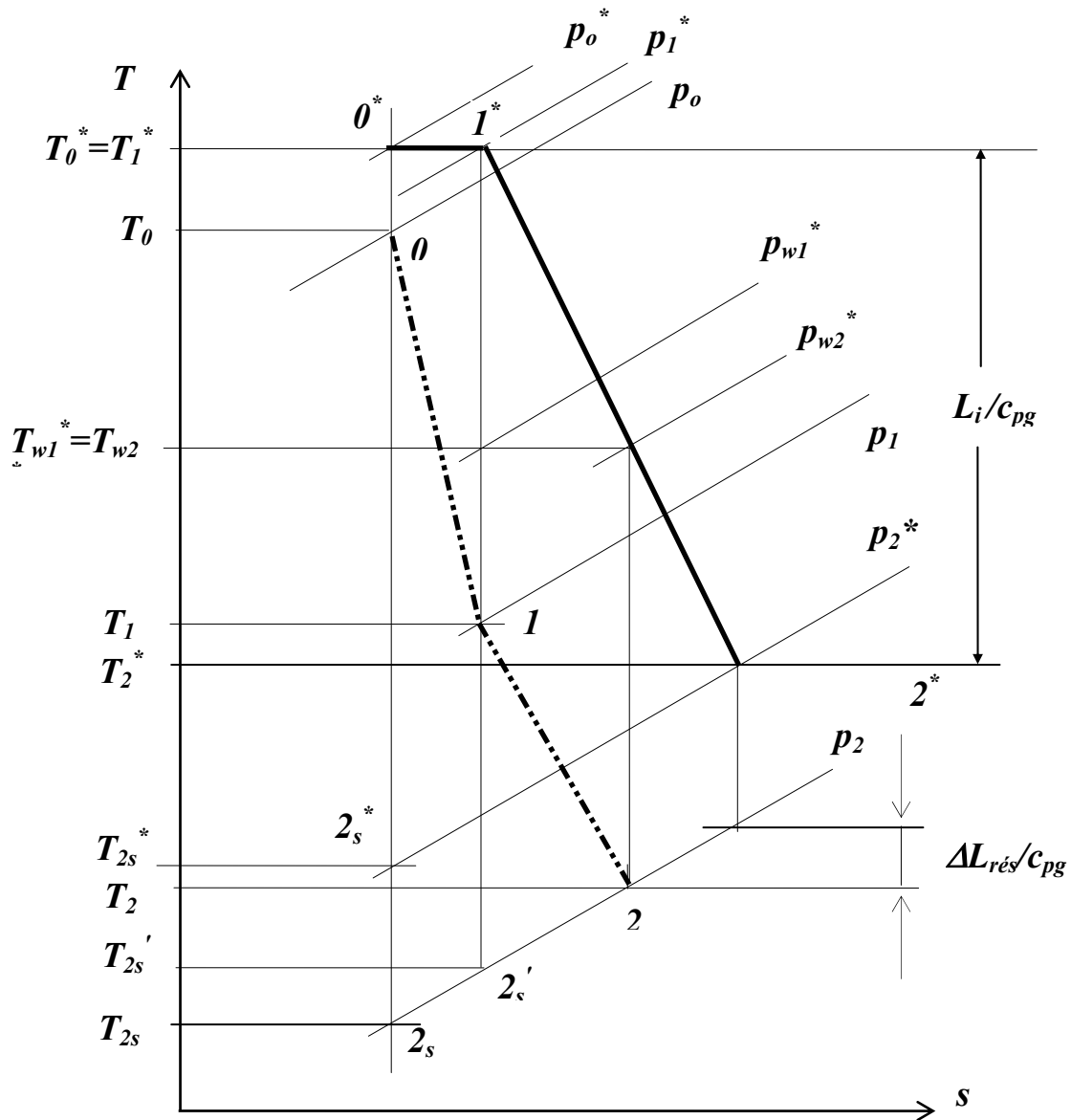


6.2. ábra

Kiinduló adatok:

$\dot{m}$	-	tömegáram	
$D_1$	-	állólapátsor középtátmérő	lapátozási tervből
$D_2$	-	forgólappátsor középtátmérő	lapátozási tervből

- $l_1$  - állólapáthossz lapátozási tervből  
 $l_2$  - forgólapát hossz lapátozási tervből



6.3. ábra

Természetesen lehetséges a turbina méretezését más adatokból kiindulva is elvégezni, de ekkor a következő összefüggések értelemszerűen módosulnak, illetve sorrendjük is változhat.

$$u_1 = \pi D_1 n; u_2 = \pi D_2 n \quad - \text{kerületi sebesség}$$

$p_o^* = p_3^*$  első fokozat előtti torlóponti nyomás  $\Rightarrow$  többi fokozatnál az előző fokozat kilépő torlóponti nyomása

$T_o^* = T_3^*$  első fokozat előtti hőmérséklet  $\Rightarrow$  többinél az előző fokozat kilépő torlóponti hőmérséklete.

$\Delta i_s$  - a fokozatra jutó izentrópikus entalpia csökkenés (előzetes számításból)

Adiabatikus (izentrópikus) és kritikus sebesség

$$c_s = \sqrt{2\Delta i_{osi}} ; \quad c_{skr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1}RT_o^*} \quad (6.8)$$

Dimenziótlan sebesség (gázdinamikai függvény)

$$\lambda_s = c_s / c_{skr} \quad (6.9)$$

melyből a fokozat utáni statikus nyomás

$$\pi(\lambda_s) \rightarrow p_2 = \pi(\lambda_s) p_o^* \quad \frac{u}{c_s} \rightarrow \text{felvéve} \quad (6.10)$$

Reakciófok  $r^o = 0,2 \div 0,4$  (az utolsó fokozatok felé nő)  $\rightarrow$  felvéve.  
Állólapátosra eső entalpia csökkenés

$$\Delta i_{sá} = (1 - r^o) \Delta i_{sj} \quad (6.11)$$

ugyanaz a forgólapátra:

$$\Delta i_{sf} = r^o \Delta i_{sj} \quad (6.12)$$

Sebességi tényező  $\varphi = 0,97 \div 0,985 \rightarrow$  felvéve

Az elméleti (izentrópus) kilépősebesség az állólapátsorból

$$c_{1elm} = \sqrt{2\Delta i_{sá}} \quad c_l = \varphi c_{1elm} \quad (6.13)$$

Fúvóka utáni hőmérséklet

$$T_1 = T_o^* - \frac{c_1^2}{2c_p} \quad (6.14)$$

dimenziótlan elméleti kilépősebesség

$$\lambda_{1elm} = \frac{c_{1elm}}{c_{lkr}} \quad c_{lkr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1}RT_o^*} \quad (6.15)$$

ebből meghatározhatók a gázdinamikai függvények, majd a nyomás

$$\begin{aligned} \pi(\lambda_{1elm}) &\rightarrow \\ q(\lambda_{1elm}) &\rightarrow \\ p_1 &= \pi(\lambda_{1elm}) p_o^* \end{aligned} \quad (6.16)$$

Az abszolút sebesség kilépőszöge

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{m\sqrt{T_o^*}}{\beta p_o^* D_1 \pi l_1 \varphi q(\lambda_{1elm}) \varepsilon_1} \quad (6.17)$$

$\beta=0,0396$ . A parcialitást  $\varepsilon_1 = \frac{\sum A_{fúvóka}}{A_{teljes\ körgyűrű}}$  nem parciális megfűvás esetén csak akkor

kell figyelembe venni, ha  $l_1 < 12$  mm, különben  $\varepsilon_1 = 1$ .

$M_I > 1$  esetén figyelembe veendő a ferde vágatban lejátszódó expanszió. A sugárelhajlás szöge

$$\omega = \arcsin \left[ \frac{\sin \alpha_1}{q(\lambda_1)} \right] - \alpha_1 \quad (6.17a)$$

ahol  $\lambda_1 = \varphi \lambda_{1elm}$

Relatív belépősebesség a forgólapátokra

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1} \quad (6.18)$$

belépőszög

$$\beta_1 = \arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1} \quad (6.19)$$

Torlóponti hőmérséklet a forgólapát előtt

$$T_{w1}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p} \quad T_w^* = T_{w1}^* = T_{w2}^* \quad (6.20)$$

Kilépő relatív sebesség a forgólapáton

$$w_2 = \psi \sqrt{w_1^2 + 2\Delta i_{sf}} \quad \lambda_{w2} = \frac{w_2}{w_{2kr}} \quad w_{2kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} T_{w1}^*} \quad (6.21)$$

ahol  $\psi = 0,96 \div 0,98$

Torlóponti nyomás a relatív áramlásban a kilépésnél

$$\pi(\lambda_{w2}) \Rightarrow p_{2w}^* = \frac{p_2}{\pi(\lambda_{w2})} \quad (6.22)$$

A kilépő statikus hőmérséklet

$$T_2 = T_{w2}^* \tau(\lambda) \quad (6.23)$$

A kilépő relatív sebesség szöge

$$\beta_2 = \arcsin \frac{\dot{m} \sqrt{T_{w1}^*}}{\beta \varepsilon_2 d_2 \pi l_2 p_{2w}^* q(\lambda_{w2})} \quad (6.24)$$

ahol  $\varepsilon_2 = \varepsilon_1 + 0,001$  (amennyiben  $\varepsilon_1 < 1$ )

A kilépő abszolút sebesség

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cos \beta_2} \quad (6.25)$$

Az abszolút sebesség szöge

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{w_2 \sin \beta_2}{c_2} \quad (6.26)$$

Kerületi munka

$$L_u = u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) \quad (6.27)$$

Belső munka és hatásfok

$$L_i = L_u - \Delta L_{rés} \quad \eta_i^* = \frac{L_i}{\Delta i_{os}} \quad (6.28)$$

ahol  $\Delta L_{rés} = (0,015 \div 0,03)L_u$

A kilépő torlóponyi hőmérséklet és a hozzá tartozó kritikus sebesség

$$T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2c_p} \quad c_{2kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} RT_2^*} \quad (6.29)$$

Dimenziótlan sebesség a fokozatból történő kilépésnél

$$\lambda_2 = \frac{c_2}{c_{2kr}} \quad (6.30)$$

A fokozat utáni torlóponyi nyomás

$$\pi(\lambda_2) \rightarrow p_2^* = \frac{p_2}{\pi(\lambda_2)} \quad (6.31)$$

A fokozat teljesítménye:

$$P_j = P_{fok} = \dot{m} L_j \quad (6.32)$$

A turbina teljesítménye

$$P_{turb} = \sum_{j=1}^z P_j \quad (6.33)$$

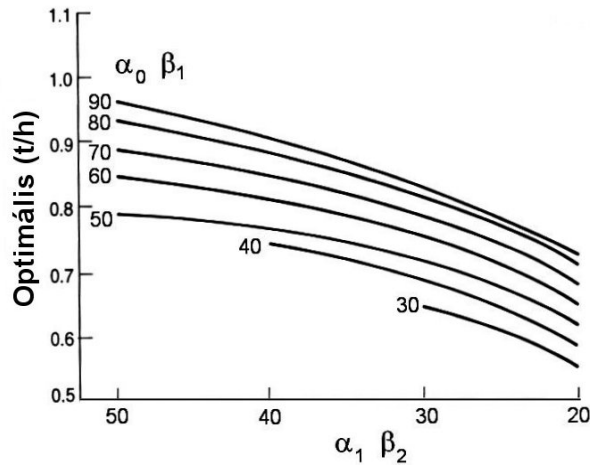
### 6.3.1. A lapátszám meghatározása

A húr hossz értékét a középátmérőn a karcsúság ( $l/h$ ) értékének felvétele után

$$h = \frac{l_1}{\left(\frac{l}{h}\right)} \quad (6.34)$$

egyenlettel számítjuk, ahol az első fokozatoknál  $(l/h)=2 \div 3$ , míg az utolsóknál a tömeg csökkentése céljából nőhet  $6 \div 7$ -ig.





6.4. ábra

Az osztás értéke a középátmérőn

$$t = h \left( \frac{t}{h} \right)_{opt} \quad (6.35)$$

ahol  $(t/h)_{opt}$  a 6.4. ábrából veendő [3].

A lapátszámot a

$$z = \frac{\pi D_{1m}}{t} \quad (6.35)$$

összefüggéssel határozzuk meg.

A lapátszám meghatározása után az osztást, illetve a  $(t/h)$  viszonyt újra számítjuk.

## 7. LAPÁTPROFIL SZERKESZTÉSE

Az előző pontokban számítottuk a kompresszor-, illetve turbinafokokozatokban a munkaközeg áramlási szögeit. A következőkben ezen áramlási szögek biztosításához szükséges lapátszögek és lapátprofilok meghatározására kerül sor.

Lapátprofil vagy profil katalógusból választunk, ahol rendelkezésre áll annak karakterisztikája (pl.[4]), vagy pedig a feltételeknek megfelelő újat szerkesztünk.

A lapátózás jellemzőit kompresszor forgólapátsoron szemlélteti a 7.1. ábra

### 7.1. Kompresszor lapátok

Mint a 7.1. ábrából kitűnik, a kilépő lapátszög és a gázáram kilépőszög különbsége (lemaradási szög):

$$\delta = \beta_2' - \beta_2 \quad (7.1)$$

melynek értéke a

$$\delta = m\theta\sqrt{\frac{t}{h}} \quad (7.2)$$

félempírikus összefüggés alapján számítható, ahol  $\theta = \beta_2' - \beta_1'$

$$m = 0,23\left(\frac{2e}{h}\right)^2 + 0,18 - 0,002\beta_2 \quad (7.3)$$

itt  $e$  - a profil vázvonalaának legnagyobb ívmagasságához tartozó húrhossz..

Az irányeltérítés a lapátozásban

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = (\beta_2' - \delta) - (\beta_1' - i) = \theta + i - \delta \quad (7.4)$$

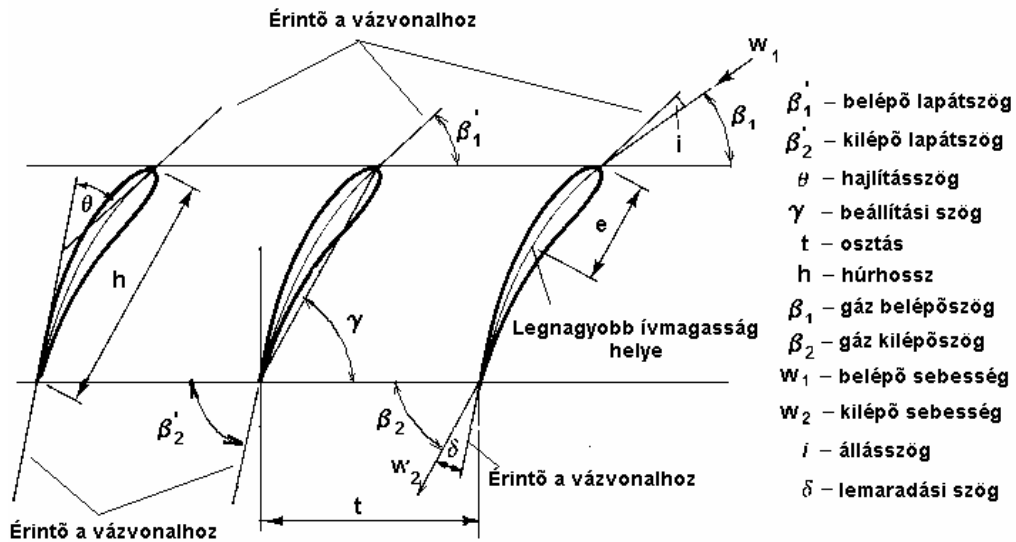
A szakirodalomban az irányelterelési szöget  $\varepsilon$ -nal is jelölik, vagyis

$$\varepsilon = \Delta\beta \quad (7.5)$$

névleges értéke

$$\varepsilon^* = \beta_2^* - \beta_1 \quad (7.6)$$

hol  $\beta_2^*$  - a névleges kilépőszög.



7.1. ábra

A (7.1) - (7.4) egyenletekből következően a profil hajlítási szöge

$$\theta = \frac{\Delta\beta - i}{1 - m\sqrt{t/h}} \quad (7.7)$$

névleges üzemmódon az állásszög értékét rendszerint  $i=0$  -ra vesszük, így  $\beta_1' = \beta_1$  és ezzel a lapát kilépőszöge

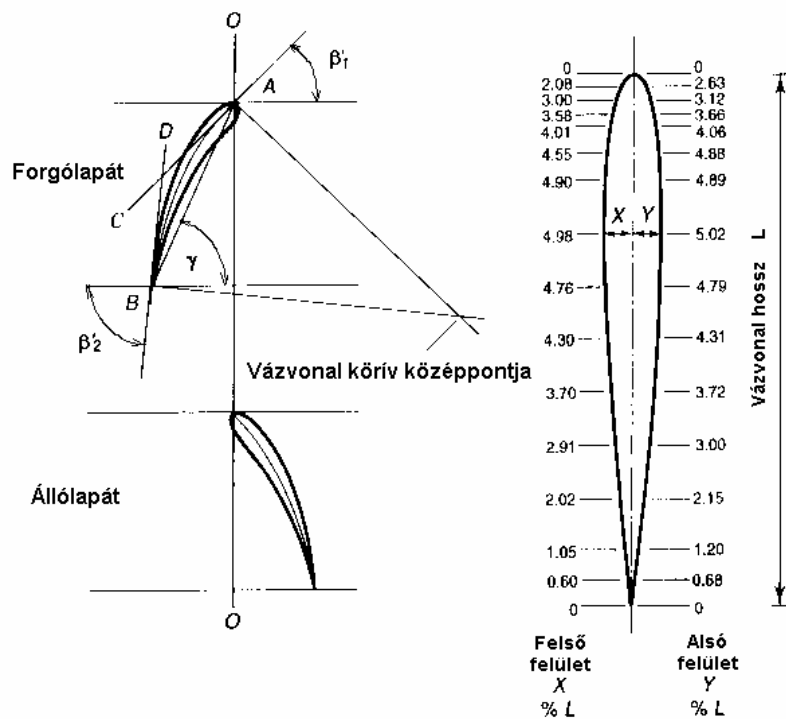
$$\beta_2' = \theta + \beta_1' \quad (7.8)$$

A beállítási szög körív vázvonala esetén

$$\gamma = \beta_1' + \frac{\theta}{2} \quad (7.9)$$

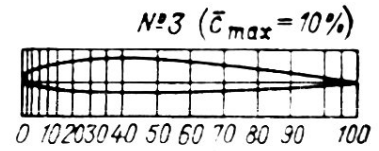
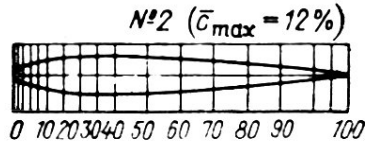
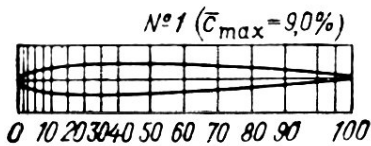
### 7.1.1. A lapátprofil megszerkesztése

A lapátszögek és a beállítási szög ismeretében - kiválasztott *alap-profil* esetén (a 7.2. ábrán RAF 27 profil [3] látható) - a számított lapátprofil megszerkeszthető. Először a vázvonala (AB) szerkesztendő, mely az ábrán körív, de lehet más görbe pl. parabola és állhat több körívből is. A továbbiakban a vázvonala merőlegesen felméréndők az alap-profil adataival számított profil felület-koordináták.



7.2. ábra

A 7.3. ábra [5] alapján háromféle szubszonikus profil adatsorát tartalmazza.



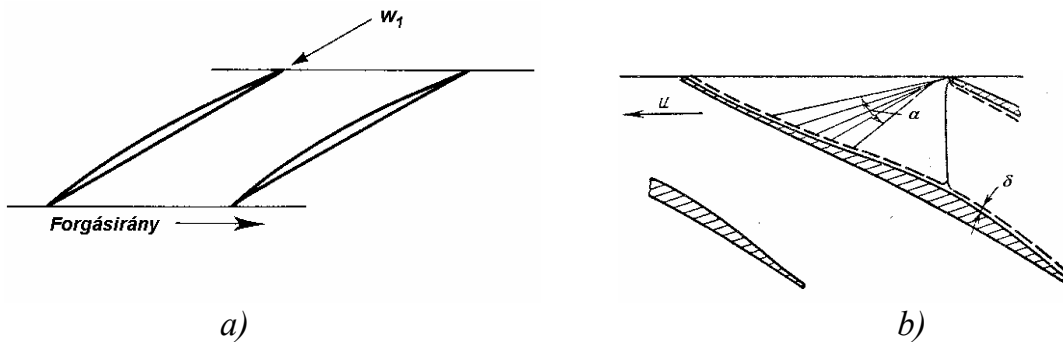
$\bar{x}$	$y_{fels}$	$y_{alsó}$	$y_{köz}$	$c$
0	0	0	0	0
1,25	1,42	-1,42	0	2,84
2,5	1,96	-1,96	0	3,92
5	2,67	-2,67	0	5,34
7,5	3,15	-3,15	0	6,30
10	3,51	-3,51	0	7,02
15	4,01	-4,01	0	8,02
20	4,30	-4,30	0	8,60
25	4,46	-4,46	0	8,92
30	4,50	-4,50	0	9,00
40	4,35	-4,35	0	8,70
50	3,97	-3,97	0	7,94
60	3,42	-3,42	0	6,84
70	2,75	-2,75	0	5,50
80	1,97	-1,97	0	3,94
90	1,09	-1,09	0	2,18
95	0,60	-0,60	0	1,20
100	0	0	0	0

$\bar{x}$	$y_{fels}$	$y_{alsó}$	$y_{köz}$	$c$
0	0	0	0	0
1,25	1,89	-1,89	0	3,78
2,5	2,62	-2,62	0	5,24
5	3,65	-3,65	0	7,12
7,5	4,20	-4,20	0	8,40
10	4,68	-4,68	0	9,36
15	5,34	-5,34	0	10,68
20	5,74	-5,74	0	11,48
25	5,94	-5,94	0	11,88
30	6,00	-6,00	0	12,00
40	5,80	-5,80	0	11,60
50	5,29	-5,29	0	10,58
60	4,56	-4,56	0	9,12
70	3,66	-3,66	0	7,32
80	2,62	-2,62	0	5,24
90	1,45	-1,45	0	2,90
95	0,81	-0,81	0	1,62
100	0	0	0	0

$\bar{x}$	$y_{fels}$	$y_{alsó}$	$y_{köz}$	$c$
0	0	0	0	0
1,25	2,01	-1,03	0,49	3,04
2,5	2,92	-1,52	0,70	4,44
5	4,02	-1,96	1,03	5,98
7,5	4,83	-2,17	1,33	7,00
10	5,51	-2,47	1,52	7,98
15	6,40	-2,60	1,90	9,00
20	6,78	-2,78	2,00	9,56
25	6,93	-2,95	1,99	9,88
30	6,97	-3,03	1,97	10,00
40	6,75	-2,95	1,90	9,70
50	6,16	-2,72	1,72	8,88
60	5,34	-2,30	1,52	7,64
70	4,29	-1,81	1,24	6,10
80	3,19	-1,41	0,89	4,60
90	1,60	-0,74	0,43	2,34
95	0,92	-0,42	0,25	1,34
100	0	0	0	0

7.3.. ábra

A transzszónikus fokozatok lapátprofiljait a nagy Mach-számú áramlások követelményeinek megfelelően fejlesztik ki és nem a hagyományos szárnymetszeteken alapulnak [12]. Ilyen lapátprofilokat szemléltet a 7.4. a és b ábra.



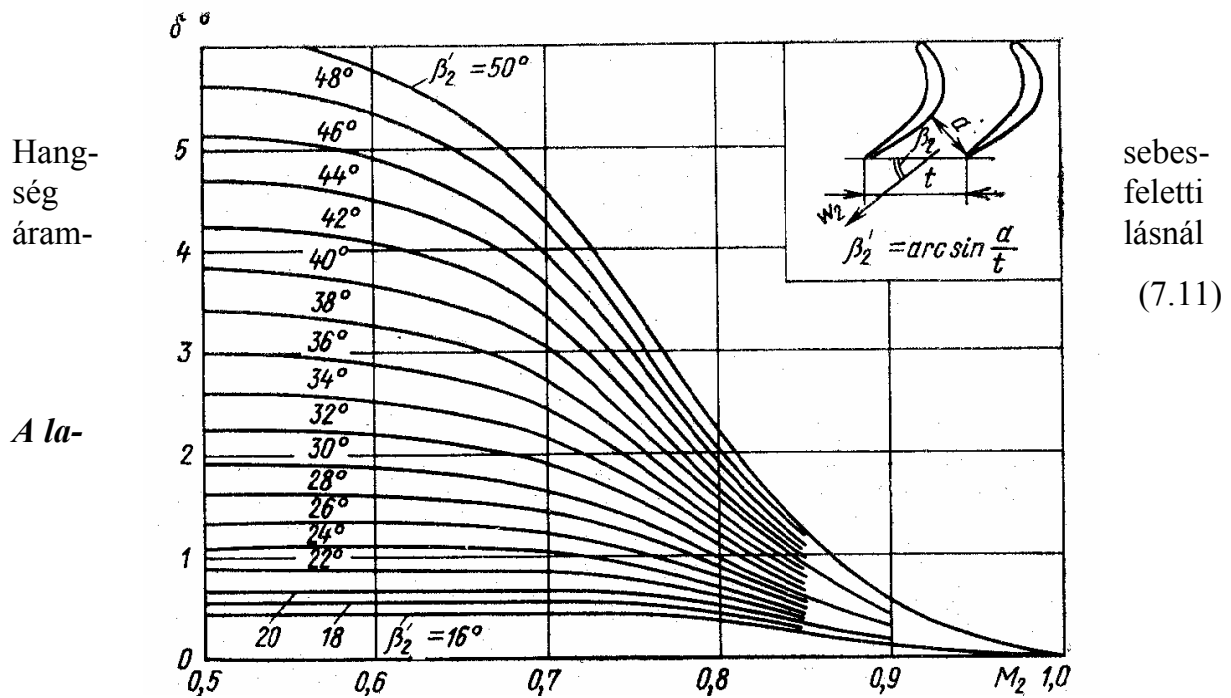
7.4. ábra

## 7.2. Turbina lapátok

A turbina lapát kilépőszöge hangsebesség alatti áramlásnál *lemaradás*, hangsebesség feletti áramlásnál pedig a ferde vágat miatti *sugárelhajlás* miatt tér el a számított áramlási szögtől.

Hangsebesség alatti áramlásnál a kilépő lapátszög a 7.5. diagram [6] segítségével határozható meg

$$\beta_2' = \beta_2 - \delta \quad (7.10)$$



7.5. ábra

**pátprofil fontosabb jellemzői** (lásd 7.6. - 7.10 ábrák)

Forgólapát szélesség  $b=(0,18 \div 0,4)l$ .

Az állólapát szélessége 20÷40 %-kal nagyobb mint a forgólapaté.

Be- és kilépőél lekerekítési sugár  $r_1=(0,025 \div 0,04)h$   $r_2=(0,015 \div 0,02)h$

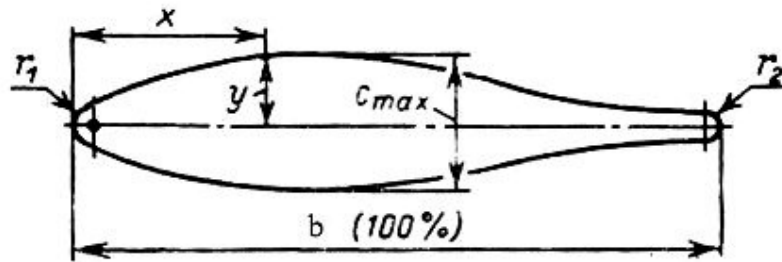
Be- és kilépőél-szög  $\varphi_1=7 \div 20^\circ$ ,  $\varphi_2=4 \div 8^\circ$

A profil hátfelületének a kritikus keresztmetszet utáni elhajlási szöge  $\zeta=5 \div 10^\circ$

### 7.2.1. A lapátprofil megszerkesztése

A turbina lapátprofil megszerkesztése több módszer szerint történhet:

- profil katalógusból [4] vett alap-profil alapján a kompresszor lapát esetében ismertetett módon,
- analitikus módszerrel,
- grafikus módszerrel.



$\bar{x} = 100x/b, \%$	0	1,25	2,5	7,5	10	15	20	30
$\bar{y} = 100y/b, \%$	0	1,17	1,54	1,99	2,74	3,40	3,95	4,72

$\bar{x} = 100x/b, \%$	40	50	60	70	80	90	95	100
$\bar{y} = 100y/b, \%$	5,00	4,76	3,70	2,51	1,42	0,85	0,72	0

Lekerekítési sugarak

lapáttőben  $r_1 = (0,2 \div 0,4) c_{max}$   $r_2 = (0,05 \div 0,08) c_{max}$

lapátvégen  $r_1 = (0,08 \div 0,15) c_{max}$   $r_2 = (0,08 \div 0,15) c_{max}$

Maximális profilvastagság

állólapát  $\bar{c}_{max} = 0,1$

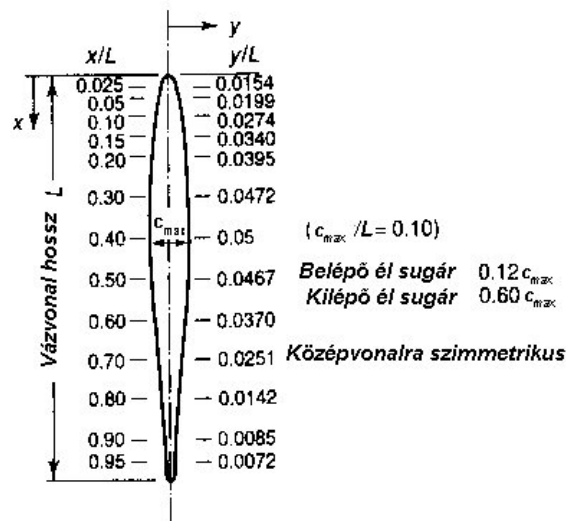
forgólapát lapáttőben  $\bar{c}_{max} = 0,2 \div 0,3$

lapátvégen  $\bar{c}_{max} = 0,04 \div 0,05$

Maximális profilvastagság helye kb.  $0,4b$ .

7.6. ábra

A 7.6. ábra [5] és 7.7. ábra [3], szimmetrikus profilok adatait tartalmazza a kompresszor lapáthoz hasonló megadásban.



7.7. ábra.

A turbina lapátprofil szerkesztése ezekben az esetben a kompresszor lapátprofil szerkesztéséhez hasonlóan történik.

**Az analitikus módszer** lényege, hogy a profil geometriai alakját számítással határozzák meg, s a szívott (domorú vagy hát) és nyomott (homorú) oldalt leíró görbéket polinomos alakban adják meg mindkét oldalra:

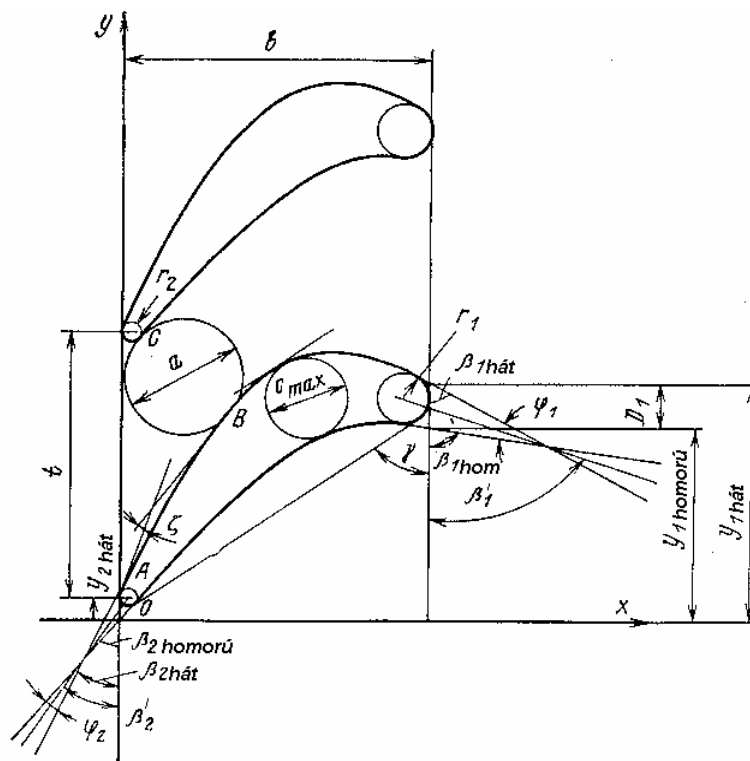
$$y = \sum_{i=0}^n a_i x^i$$

ahol  $n = 3 \dots 7$ .

Az  $a_i$  együtthatókat úgy kell meghatározni, hogy a függvény kielégítse a profil követelményeit, melyeket a 7.8. ábra szemléltet:

a  $\beta_1'$  és  $\beta_2'$  lapátszögeket; a  $\gamma$  beállítási szöget; a  $b$  lapátszélességet; a be- és kilépőél  $r_1$  és  $r_2$  lekerekítési sugarait; a  $c_{max}$  maximális profilvastagságot; a  $t$  osztást; a torok  $a$  méretét; az élekhez tartozó  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  szögeket; a profil hátfelületének a kritikus keresztmetszet utáni elhajlási  $\zeta$  szögét, a lapát keresztmetszetet.

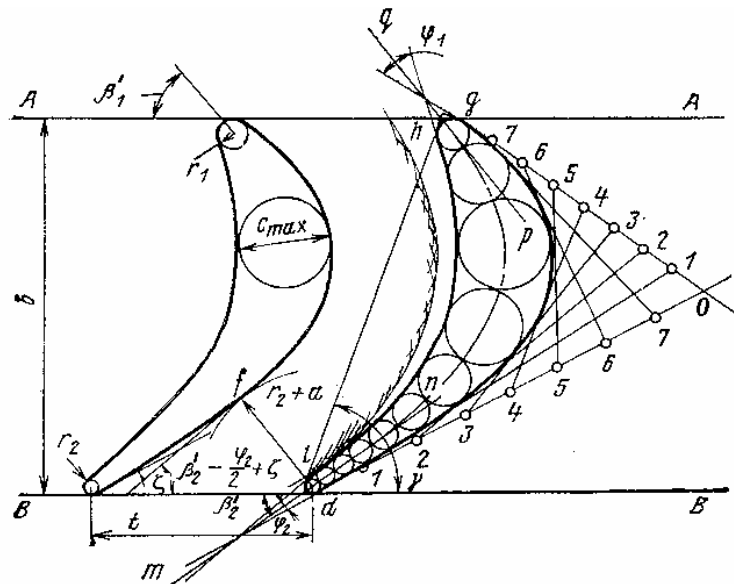
Egy ötödfokú polinom esetén 6 tényező értékét kell megkeresni, amely a profil egésze esetén 12 peremfeltétel megadását igényli [1].



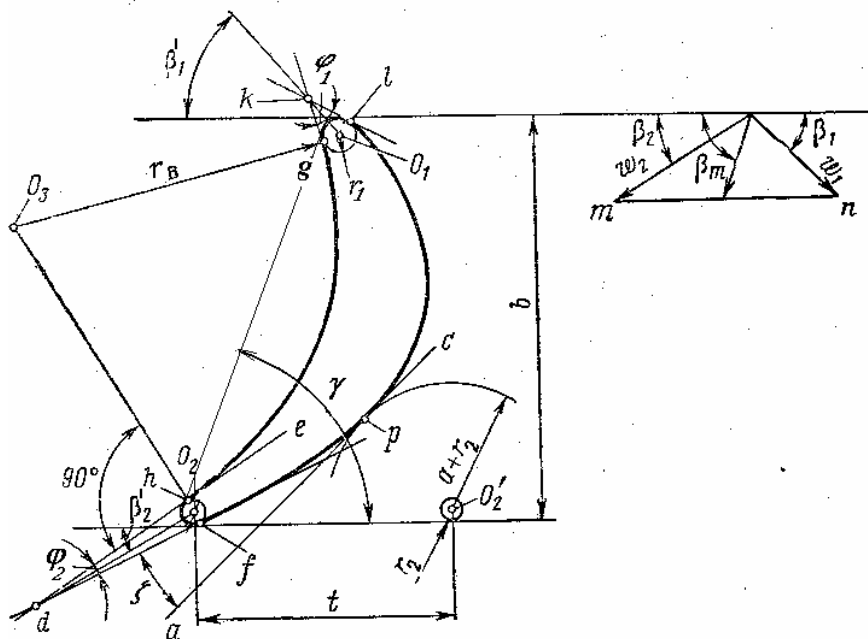
7.8. ábra

A szerkesztést hasonló módon kell elvégezni a lapát hossza mentén több keresztmetszetben.

A **grafikus** profil-meghatározás egyik módját mutatja be a 7.9. ábra másodfokú parabolaív [1], a 7.10. ábra pedig körív alkotta profil felület esetében [9]. Gyakran alkalmaznak még profil elemként lemniszkáta-, illetve hiperbolikus-spirál-ívet.



7.9. ábra



7.10. ábra



## GÁZDINAMIKAI FÜGGVÉNYEK

$\lambda$	$\pi(\lambda)$	$\tau(\lambda)$	$q(\lambda)$	$\varepsilon(\lambda)$	$f(\lambda)$	$z(\lambda)$
<b><math>\kappa=1.4</math></b>						
0.02	0.9997668	0.999933	0.031544	0.999833	1.000233	50.020000
0.04	0.9990671	0.999733	0.063056	0.999334	1.000932	25.040001
0.06	0.9979015	0.999400	0.094505	0.998501	1.002095	16.726667
0.08	0.9962717	0.998933	0.125859	0.997335	1.003718	12.580000
0.10	0.9941785	0.998333	0.157088	0.995838	1.005797	10.100001
0.12	0.9916248	0.997600	0.188159	0.994011	1.008324	8.453334
0.14	0.9886131	0.996733	0.219043	0.991853	1.011294	7.282858
0.16	0.9851460	0.995733	0.249707	0.989367	1.014695	6.410001
0.18	0.9812272	0.994600	0.280122	0.986555	1.018519	5.735556
0.20	0.9768605	0.993333	0.310256	0.983417	1.022753	5.200000
0.22	0.9720502	0.991933	0.340081	0.979955	1.027385	4.765455
0.24	0.9668011	0.990400	0.369565	0.976172	1.032400	4.406667
0.26	0.9611187	0.988733	0.398680	0.972071	1.037783	4.106154
0.28	0.9550087	0.986933	0.427396	0.967653	1.043517	3.851429
0.30	0.9484771	0.985000	0.455685	0.962921	1.049584	3.633333
0.32	0.9415300	0.982933	0.483519	0.957878	1.055964	3.445000
0.34	0.9341747	0.980733	0.510869	0.952527	1.062639	3.281176
0.36	0.9264191	0.978400	0.537708	0.946872	1.069586	3.137778
0.38	0.9182702	0.975933	0.564010	0.940915	1.076783	3.011579
0.40	0.9097363	0.973333	0.589749	0.934661	1.084206	2.900000
0.42	0.9008261	0.970600	0.614898	0.928113	1.091832	2.800952
0.44	0.8915483	0.967733	0.639433	0.921275	1.099634	2.712727
0.46	0.8819124	0.964733	0.663329	0.914151	1.107586	2.633913
0.48	0.8719280	0.961600	0.686563	0.906747	1.115662	2.563333
0.50	0.8616047	0.958333	0.709112	0.899066	1.123832	2.500000
0.52	0.8509533	0.954933	0.730953	0.891113	1.132070	2.443077
0.54	0.8399839	0.951400	0.752064	0.882892	1.140344	2.391852
0.56	0.8287081	0.947733	0.772425	0.874411	1.148626	2.345714
0.58	0.8171366	0.943933	0.792017	0.865672	1.156884	2.304138
0.60	0.8052810	0.940000	0.810819	0.856682	1.165087	2.266667
0.62	0.7931534	0.935933	0.828814	0.847446	1.173205	2.232903
0.64	0.7807657	0.931733	0.845984	0.837971	1.181204	2.202500
0.66	0.7681302	0.927400	0.862312	0.828262	1.189053	2.175152
0.68	0.7552593	0.922933	0.877784	0.818325	1.196718	2.150588
0.70	0.7421663	0.918333	0.892384	0.808167	1.204168	2.128572
0.72	0.7288637	0.913600	0.906099	0.797793	1.211369	2.108889
0.74	0.7153649	0.908733	0.918916	0.787211	1.218287	2.091352
0.76	0.7016833	0.903733	0.930824	0.776427	1.224891	2.075790
0.78	0.6878322	0.898600	0.941810	0.765449	1.231147	2.062052
0.80	0.6738257	0.893333	0.951869	0.754282	1.237023	2.050000
0.82	0.6596771	0.887933	0.960988	0.742935	1.242485	2.039512
0.84	0.6454006	0.882400	0.969161	0.731415	1.247501	2.030476
0.86	0.6310103	0.876733	0.976383	0.719729	1.252040	2.022791
0.88	0.6165201	0.870933	0.982648	0.707884	1.256070	2.016364
0.90	0.6019447	0.865000	0.987952	0.695890	1.259560	2.011111
0.92	0.5872976	0.858933	0.992292	0.683752	1.262479	2.006957
0.94	0.5725936	0.852733	0.995667	0.671480	1.264800	2.003830
0.96	0.5578470	0.846400	0.998076	0.659082	1.266491	2.001667
0.98	0.5430715	0.839933	0.999520	0.646565	1.267525	2.000408
1.00	0.5282822	0.833333	1.000000	0.633938	1.267876	2.000000

$\lambda$	$\pi(\lambda)$	$\tau(\lambda)$	$q(\lambda)$	$\varepsilon(\lambda)$	$f(\lambda)$	$z(\lambda)$
1.02	0.5134924	0.826600	0.999521	0.621210	1.267517	2.000392
1.04	0.4987172	0.819734	0.998086	0.608389	1.266423	2.001539
1.06	0.4839702	0.812734	0.995701	0.595484	1.264570	2.003396
1.08	0.4692653	0.805600	0.992375	0.582504	1.261936	2.005926
1.10	0.4546166	0.798334	0.988113	0.569457	1.258499	2.009091
1.12	0.4400376	0.790933	0.982926	0.556352	1.254240	2.012857
1.14	0.4255423	0.783400	0.976825	0.543199	1.249140	2.017193
1.16	0.4111440	0.775734	0.969823	0.530007	1.243183	2.022069
1.18	0.3968558	0.767934	0.961931	0.516784	1.236353	2.027457
1.20	0.3826908	0.760000	0.953166	0.503540	1.228638	2.033333
1.22	0.3686618	0.751934	0.943542	0.490285	1.220025	2.039672
1.24	0.3547815	0.743734	0.933078	0.477028	1.210505	2.046451
1.26	0.3410620	0.735400	0.921792	0.463777	1.200070	2.053651
1.28	0.3275152	0.726934	0.909703	0.450544	1.188713	2.061250
1.30	0.3141532	0.718334	0.896833	0.437336	1.176433	2.069231
1.32	0.3009874	0.709600	0.883205	0.424165	1.163228	2.077575
1.34	0.2880284	0.700734	0.868841	0.411038	1.149098	2.086268
1.36	0.2752874	0.691734	0.853766	0.397967	1.134047	2.095294
1.38	0.2627743	0.682600	0.838008	0.384961	1.118079	2.104637
1.40	0.2504991	0.673334	0.821593	0.372028	1.101202	2.114285
1.42	0.2384714	0.663934	0.804550	0.359180	1.083428	2.124225
1.44	0.2267005	0.654400	0.786908	0.346425	1.064770	2.134444
1.46	0.2151945	0.644734	0.768700	0.333773	1.045242	2.144931
1.48	0.2039620	0.634934	0.749956	0.321234	1.024863	2.155675
1.50	0.1930105	0.625000	0.730710	0.308817	1.003653	2.166666
1.52	0.1823472	0.614934	0.710996	0.296531	0.981637	2.177894
1.54	0.1719788	0.604734	0.690851	0.284388	0.958840	2.189350
1.56	0.1619113	0.594401	0.670309	0.272394	0.935292	2.201025
1.58	0.1521502	0.583934	0.649410	0.260561	0.911024	2.212911
1.60	0.1427008	0.573334	0.628191	0.248897	0.886071	2.224999
1.62	0.1335674	0.562601	0.606692	0.237411	0.860471	2.237283
1.64	0.1247538	0.551734	0.584953	0.226112	0.834263	2.249755
1.66	0.1162633	0.540734	0.563015	0.215010	0.807491	2.262409
1.68	0.1080985	0.529601	0.540920	0.204113	0.780202	2.275238
1.70	0.1002613	0.518334	0.518711	0.193430	0.752442	2.288235
1.72	0.0927534	0.506934	0.496432	0.182969	0.724265	2.301395
1.74	0.0855752	0.495401	0.474126	0.172739	0.695724	2.314712
1.76	0.0787269	0.483734	0.451837	0.162748	0.666877	2.328181
1.78	0.0722079	0.471934	0.429612	0.153004	0.637782	2.341797
1.80	0.0660168	0.460001	0.407494	0.143515	0.608501	2.355555
1.82	0.0601519	0.447934	0.385531	0.134287	0.579100	2.369450
1.84	0.0546104	0.435734	0.363768	0.125330	0.549645	2.383477
1.86	0.0493890	0.423401	0.342251	0.116648	0.520205	2.397634
1.88	0.0444839	0.410934	0.321027	0.108251	0.490851	2.411914
1.90	0.0398902	0.398334	0.300141	0.100143	0.461657	2.426315
1.92	0.0356027	0.385601	0.279640	0.092330	0.432697	2.440832
1.94	0.0316153	0.372734	0.259569	0.084820	0.404048	2.455463
1.96	0.0279213	0.359734	0.239973	0.077617	0.375788	2.470203
1.98	0.0245134	0.346601	0.220898	0.070725	0.347996	2.485049
2.00	0.0213835	0.333334	0.202387	0.064150	0.320752	2.499999

$\lambda$	$\pi(\lambda)$	$\tau(\lambda)$	$q(\lambda)$	$\varepsilon(\lambda)$	$f(\lambda)$	$z(\lambda)$
<b><math>\kappa=1.33</math></b>						
0.02	0.9997720	0.999943	0.031765	0.999828	1.000228	50.020000
0.04	0.9990870	0.999773	0.063496	0.999313	1.000912	25.040001
0.06	0.9979465	0.999490	0.095163	0.998456	1.002050	16.726667
0.08	0.9963517	0.999094	0.126731	0.997256	1.003638	12.580000
0.10	0.9943039	0.998584	0.158169	0.995714	1.005671	10.100001
0.12	0.9918057	0.997961	0.189445	0.993833	1.008144	8.453334
0.14	0.9888589	0.997224	0.220525	0.991612	1.011047	7.282858
0.16	0.9854671	0.996374	0.251378	0.989053	1.014373	6.410001
0.18	0.9816339	0.995411	0.281973	0.986159	1.018111	5.735556
0.20	0.9773623	0.994335	0.312277	0.982931	1.022248	5.200000
0.22	0.9726579	0.993145	0.342261	0.979372	1.026773	4.765455
0.24	0.9675249	0.991842	0.371893	0.975483	1.031671	4.406667
0.26	0.9619688	0.990426	0.401144	0.971268	1.036926	4.106154
0.28	0.9559953	0.988896	0.429982	0.966730	1.042521	3.851429
0.30	0.9496102	0.987253	0.458380	0.961871	1.048439	3.633333
0.32	0.9428203	0.985497	0.486308	0.956695	1.054661	3.445000
0.34	0.9356324	0.983627	0.513737	0.951206	1.061166	3.281176
0.36	0.9280541	0.981645	0.540641	0.945407	1.067932	3.137778
0.38	0.9200931	0.979548	0.566992	0.939303	1.074939	3.011579
0.40	0.9117574	0.977339	0.592764	0.932898	1.082162	2.900000
0.42	0.9030557	0.975016	0.617930	0.926195	1.089576	2.800952
0.44	0.8939963	0.972580	0.642467	0.919201	1.097158	2.712727
0.46	0.8845897	0.970031	0.666349	0.911919	1.104881	2.633913
0.48	0.8748442	0.967368	0.689553	0.904355	1.112718	2.563333
0.50	0.8647701	0.964592	0.712057	0.896514	1.120642	2.500000
0.52	0.8543778	0.961703	0.733838	0.888401	1.128625	2.443077
0.54	0.8436776	0.958700	0.754875	0.880022	1.136637	2.391852
0.56	0.8326807	0.955585	0.775149	0.871384	1.144650	2.345714
0.58	0.8213980	0.952355	0.794640	0.862491	1.152633	2.304138
0.60	0.8098408	0.949013	0.813329	0.853351	1.160557	2.266667
0.62	0.7980210	0.945557	0.831201	0.843969	1.168391	2.232903
0.64	0.7859501	0.941988	0.848237	0.834352	1.176103	2.202500
0.66	0.7736405	0.938306	0.864423	0.824508	1.183664	2.175152
0.68	0.7611043	0.934510	0.879745	0.814442	1.191040	2.150588
0.70	0.7483543	0.930601	0.894189	0.804163	1.198202	2.128572
0.72	0.7354033	0.926579	0.907743	0.793676	1.205118	2.108889
0.74	0.7222635	0.922443	0.920397	0.782990	1.211755	2.091352
0.76	0.7089486	0.918194	0.932140	0.772112	1.218084	2.075790
0.78	0.6954712	0.913832	0.942964	0.761049	1.224072	2.062052
0.80	0.6818452	0.909356	0.952860	0.749811	1.229689	2.050000
0.82	0.6680837	0.904767	0.961823	0.738404	1.234906	2.039512
0.84	0.6542000	0.900065	0.969847	0.726836	1.239691	2.030476
0.86	0.6402075	0.895250	0.976928	0.715116	1.244016	2.022791
0.88	0.6261201	0.890321	0.983062	0.703252	1.247850	2.016364
0.90	0.6119517	0.885279	0.988250	0.691253	1.251167	2.011111
0.92	0.5977153	0.880124	0.992489	0.679126	1.253938	2.006957
0.94	0.5834248	0.874855	0.995781	0.666882	1.256138	2.003830
0.96	0.5690937	0.869473	0.998128	0.654527	1.257739	2.001667
0.98	0.5547357	0.863978	0.999533	0.642072	1.258717	2.000408
1.00	0.5403644	0.858369	1.000000	0.629524	1.259048	2.000000

$\lambda$	$\pi(\lambda)$	$\tau(\lambda)$	$q(\lambda)$	$\varepsilon(\lambda)$	$f(\lambda)$	$z(\lambda)$
1.02	0.5259929	0.852647	0.999535	0.616894	1.258710	2.000392
1.04	0.5116346	0.846812	0.998145	0.604189	1.257680	2.001539
1.06	0.4973032	0.840864	0.995839	0.591420	1.255938	2.003396
1.08	0.4830114	0.834802	0.992625	0.578594	1.253466	2.005926
1.10	0.4687722	0.828627	0.988514	0.565722	1.250245	2.009091
1.12	0.4545985	0.822338	0.983519	0.552812	1.246259	2.012857
1.14	0.4405028	0.815937	0.977653	0.539874	1.241493	2.017193
1.16	0.4264976	0.809422	0.970928	0.526917	1.235935	2.022069
1.18	0.4125952	0.802793	0.963363	0.513949	1.229572	2.027457
1.20	0.3988075	0.796052	0.954972	0.500982	1.222395	2.033333
1.22	0.3851461	0.789197	0.945774	0.488023	1.214396	2.039672
1.24	0.3716227	0.782229	0.935789	0.475082	1.205568	2.046451
1.26	0.3582484	0.775147	0.925035	0.462168	1.195906	2.053651
1.28	0.3450340	0.767952	0.913535	0.449291	1.185409	2.061250
1.30	0.3319901	0.760644	0.901311	0.436459	1.174075	2.069231
1.32	0.3191271	0.753223	0.888386	0.423682	1.161906	2.077575
1.34	0.3064547	0.745688	0.874785	0.410969	1.148905	2.086268
1.36	0.2939824	0.738040	0.860534	0.398329	1.135077	2.095294
1.38	0.2817196	0.730278	0.845659	0.385770	1.120430	2.104637
1.40	0.2696749	0.722404	0.830187	0.373302	1.104974	2.114285
1.42	0.2578565	0.714416	0.814147	0.360933	1.088719	2.124225
1.44	0.2462730	0.706314	0.797569	0.348673	1.071681	2.134444
1.46	0.2349311	0.698100	0.780483	0.336529	1.053874	2.144931
1.48	0.2238384	0.689772	0.762919	0.324511	1.035318	2.155675
1.50	0.2130013	0.681331	0.744909	0.312625	1.016032	2.166666
1.52	0.2024262	0.672776	0.726485	0.300882	0.996039	2.177894
1.54	0.1921186	0.664109	0.707683	0.289288	0.975363	2.189350
1.56	0.1820839	0.655327	0.688534	0.277852	0.954031	2.201025
1.58	0.1723266	0.646433	0.669073	0.266581	0.932072	2.212911
1.60	0.1628511	0.637425	0.649335	0.255483	0.909518	2.224999
1.62	0.1536611	0.628304	0.629356	0.244565	0.886400	2.237283
1.64	0.1447598	0.619070	0.609171	0.233834	0.862754	2.249755
1.66	0.1361499	0.609722	0.588817	0.223298	0.838618	2.262409
1.68	0.1278335	0.600261	0.568330	0.212963	0.814030	2.275238
1.70	0.1198123	0.590687	0.547747	0.202836	0.789030	2.288235
1.72	0.1120875	0.581000	0.527105	0.192922	0.763661	2.301395
1.74	0.1046596	0.571199	0.506440	0.183228	0.737968	2.314712
1.76	0.0975286	0.561285	0.485790	0.173760	0.711997	2.328181
1.78	0.0906941	0.551257	0.465192	0.164522	0.685794	2.341797
1.80	0.0841552	0.541116	0.444682	0.155521	0.659410	2.355555
1.82	0.0779101	0.530862	0.424298	0.146761	0.632893	2.369450
1.84	0.0719569	0.520495	0.404075	0.138247	0.606296	2.383477
1.86	0.0662931	0.510014	0.384049	0.129983	0.579671	2.397634
1.88	0.0609155	0.499420	0.364256	0.121972	0.553071	2.411914
1.90	0.0558204	0.488713	0.344731	0.114219	0.526550	2.426315
1.92	0.0510039	0.477892	0.325508	0.106727	0.500164	2.440832
1.94	0.0464613	0.466959	0.306621	0.099498	0.473967	2.455463
1.96	0.0421876	0.455911	0.288103	0.092535	0.448015	2.470203
1.98	0.0381772	0.444751	0.269985	0.085840	0.422365	2.485049
2.00	0.0344242	0.433477	0.252299	0.079414	0.397070	2.499999

## FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] Abianc V. H. : Teorija aviacionnüh gazovüh turbin. Masinosztroenie, Moszkva, 1979.
- [2] Brodsky D. : Repülőgép hajtóművek Tankönyvkiadó, Budapest, 1954.
- [3] Cohen H., Rogers G. F. C., Saravanamuttoo H.I.H.: Gas Turbine Theory, Longman Group Ltd. 1998.
- [4] Fülöp Z. : Gázturbinák, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1975
- [5] Holsevníkov K. V., Emin O. N., Mitrohin B. T.:Teorija i raszcsot aviacionnüh lopatocsnüh masin. Masinosztroenie Moszkva, 1986.
- [6] Kazandzsan P. K., Tihonov N. D., Janko A. K. : Teorija avacionnüh dvigatelej Masinosztroenie Moszkva, 1983.
- [7] Necsajev Ju. N., Fjodorov R. M. :Teorija aviacionnüh gazoturbinnüh dvigatelej, Masinosztroenie, Moszkva , 1990.
- [8] Oates G. C. : Aerothemodynamics of Gas Turbine and Rocket Propulsion. AIAA Education Series, New York, 1988.
- [9] Zsirickij G. Sz., Lokaj V. M.,...: Gazovüe turbinü dvigatelej letatelnüh apparatov. Masinosztroenie, Moszkva, 1971.
- [10] Walsh P. P., Fletcher P.: Gas Turbine Performance. ASME PRESS, Blackwell Science, 1998
- [11] Sánta I.: Repülőgép hajtóművek elmélete I. .Előadásvázlatok. BME Repülőgépek és Hajók Tanszék, Budapest, 2006.
- [12] Sánta I.: Transzszonikus kompresszor fokozatok. Oktatási segédanyag. BME Repülőgépek és Hajók Tanszék, Budapest, 2002.
- [13] Sánta I.: Repülőgép hajtóművek tervezése.(Axiális komp kompresszorok aerotermodinamikai számítása). Előadásvázlatok. BME Repülőgépek és Hajók Tanszék, Budapest, 2006.