

Varga Béla mk. százados

A TV2-117A TÍPUSÚ HELIKOPTER-HAJTÓMŰ
TURBINÁINAK VIZSGÁLATA

Az 1991. évi 1. számban megjelent a fent említett hajtómű termikus körfolyamatának elemzése, az 1991. évi 3. számban pedig a hajtómű 10 fokozatú axiális kompresszorát vizsgáltam. E két munkát szeretném most folytatni a kompresszorturbina, illetve a szabad turbina vizsgálatával. Szerkezetileg mind a kompresszorturbina, mind a szabad turbina hasonló kialakítású, mindkettő két fokozatú, axiális elrendezésű, egymással csak gázdinamikai kapcsolatban vannak. A hasonló kialakításuk miatt úgy a kompresszorturbinánál, mint a szabad turbinánál egységes szemléletet követtem, nem választottam szét a gépegyeségeket elemzését. A vizsgálatot az előzőekben követett módszer szerint "abc" sorrendben végeztem, majd a kapott eredményeket táblázatosan összefoglaltam. A kompresszorhoz hasonlóan számítások segítségével meghatározható az egyes fokozatokra jutó hőmérséklet-változás és nyomásviszony. Ezek segítségével megkaphatók a fokozatok előtti és mögötti nyomás és hőmérséklet értékek, illetve a sebességi háromszögek sebességvektorai. Mivel fokozatonként kétszer kell iterációs módszerrel számításokat végezni, így itt is felvetődik a kérdés, hogy talán érdemes egy kisebb számítógépes programot írni a feladatra, amellyel az eredményeinket is pontosabbá tehetjük.

1. KIINDULÓ ADATOK MEGHATÁROZÁSA

- $T_3 = 1123 \text{ K}$ - a kompresszorturbina előtti hőmérséklet;
 $p_3 = 642195 \text{ Pa}$ - a kompresszorturbina előtti nyomás;
 $n_{kt} = 348,03 \text{ s}^{-1}$ - a kompresszorturbina fizikai fordulatszáma;
 $T_4 = 895 \text{ K}$ - a kompresszorturbina utáni, illetve a

	szabadturbina előtti hőmérséklet;
$p_4 = 232499 \text{ Pa}$	- a kompresszorturbina utáni, illetve a szabadturbina előtti nyomás;
$n_{\text{szt}} = 200 \text{ s}^{-1}$	- a szabadturbina fizikai fordulatszáma;
$T_5 = 745 \text{ K}$	- a szabadturbina utáni hőmérséklet;
$p_5 = 104458 \text{ Pa}$	- a szabadturbina utáni nyomás.

A fenti adatok a termikus körfolyamat számítási eredményei, illetve a hajtómű-leírás adatai. Az előző két részhez hasonlóan továbbra is a felszálló üzemmódot vizsgálom, a korábbiakkal megegyező környezeti feltételekkel:

$$H = 0\text{m}; \quad T = 288\text{K}; \quad p = 101325 \text{ Pa};$$

vagyis a Nemzetközi Egyezményes Légkör viszonyai mellett. Ez esetben is szükség volt kerületi sebességek meghatározásához geometriai adatokat egy metszett hajtóműről levenni, illetve szemrevételező a szerkezeti kialakítást bizonyos következtetések levonni, mivel ez a feladat megoldása szempontjából nélkülözhetetlen segítséget jelent (pl. az álló lapátkoszord belépő szögeinek értéke 90°).

2. TURBINAK VIZSGÁLATA

a. A turbina fajlagos munkájának meghatározása:

A termikus számítás során a gépegyesek előtti és mögötti hőmérsékleteket is számoltam. Így mindkét turbina előtt és mögött ismerjük a fékezett hőmérsékletet. Ennek segítségével a turbina fajlagos munkája:

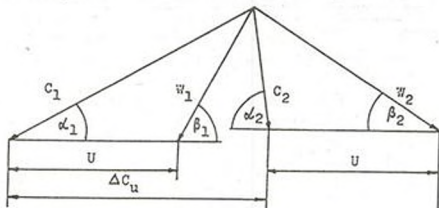
$$w_t = c_p (T_0 - T_2)$$

ahol: T_0 - a turbina előtti fékezett hőmérséklet (a termikus számítás alapján);

T_2 - a turbina utáni fékezett hőmérséklet (termikus

számítás);

C_p - $[T_0, T_2]$ intervallumra számított közepes izobár fajhő.



1. ábra

b. / A fajlagos munka elosztása a fokozatok között:

A turbina-fokozatokra eső fajlagos munka az ún. kerületi munka segítségével is számítható. Ez alapján a fokozat fajlagos munkája:

$$W_f = U \Delta C_u$$

ahol: U - az adott fokozat forgó lapátkoszorújának középső átmérőn vett kerületi sebessége;

ΔC_u - az abszolút sebességek kerületi irányú komponenseinek különbsége, értelmezését lásd az 1. ábrán

Mivel mindkét turbina kétfokozatú, a fajlagos munka a kerületi munkák segítségével:

$$W_t = U_1 \Delta C_{u1} + U_2 \Delta C_{u2}$$

ahol: $U_1, \Delta C_{u1}$ - az első fokozat megfelelő sebesség-vektorai
 $U_2, \Delta C_{u2}$ - a második fokozat megfelelő sebesség-vektorai.

A fenti egyenletben ismeretlenek ΔC_{u1} , illetve ΔC_{u2} értékei. A ΔC_{u2} értékét a kerületi sebességek arányában veszem fel ΔC_{u1} segítségével.

$$\Delta C_{u2} = \frac{U_2}{U_1} \Delta C_{u1}$$

Meghatározva ΔC_{u1} és ΔC_{u2} értékeit megkapható a fokozatokra jutó hőesség nagysága is.

$$W_f = U \Delta C_u = C_p \Delta T_f, \text{ innen } \Delta T_f = \frac{U \Delta C_u}{C_p}$$

ahol: ΔT_f - a fokozatra jutó hőesség.

A fokozatok álló lapátkoszordinák belépőélei úgy lettek kialakítva, hogy a mérhető belépési szög 90° . Így feltételezhető, hogy az előző fokozatokból axiális a kiáramlás. Tehát elfogadhatjuk, hogy a C_2 sebességvektor axiális irányú.

c./ A fokozatok izentropikus hatásfokainak meghatározása:

Az expanzió folyamat politropikus kitevője a következő összefüggés alapján számítható:

$$\left(\frac{T_2}{T_0} \right)^{\frac{n}{n-1}} = \frac{P_2}{P_0}, \text{ innen } \frac{n}{n-1} = \frac{\ln \frac{P_2}{P_0}}{\ln \frac{T_2}{T_0}}$$

ahol: 0 - a turbina belépési keresztmetszetét jelöli;
2 - a turbina kilépési keresztmetszetét jelöli.

A fokozat izentrópius hatásfokának meghatározásához a fokozat átlagos nyomásviszonyával számolok.

$$\Pi_f = \sqrt{\Pi_t}$$

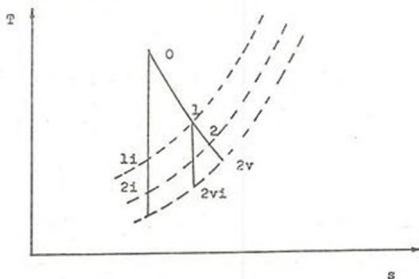
ahol: Π_f - a fokozat nyomásviszonya;

Π_t - a turbína nyomásviszonya.

Innen a fokozat izentrópius hatásfokának értéke:

$$\eta_{if} = \frac{\Pi_f^{-\frac{n-1}{n}} - 1}{\Pi_f^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}$$

η_{if} értéke kicsivel alacsonyabb az egész turbínára felvett izentrópius hatásfok értékénél. A fokozat izentrópius hatásfokánál jobb izentrópius hatásfokot veszek fel az állórész izentrópius hatásfokaként és rosszabbat a forgórészre, a nagyobb irányeltérítés miatt.



2. ábra

d. / A sebességi háromszög felépítése, a fokozatok álló-
és forgórésze között a hőésés elosztása

Először az állórészek sebességvektorait, illetve a rajtuk létrejövő hőésést határozom meg. A fokozatok hőmérséklet és nyomás értékeinek értelmezéséhez segítséget nyújt a 2. ábra.

Az ábrán látható jelölések a következőképpen értelmezhetők:

- 0 - a fokozat belépési keresztmetszete, illetve az itteni fékezett jellemzők;
- 1 - az álló lapátkoszorú kilépési keresztmetszete, illetve az ennek megfelelő lefékezetlen paraméterek (lefékezés esetén a belépési keresztmetszet lefékezett jellemzőit kapnánk vissza);
- 1i - az álló lapátkoszorú kilépési keresztmetszetére számolt izentrópikus jellemzők;
- 2 - a forgó lapátkoszorú (fokozat) utáni keresztmetszet, illetve az itteni fékezett jellemzők;
- 2i - a fokozat kilépési keresztmetszetére számolt izentrópikus jellemzők;
- 2v - a fokozat kilépési keresztmetszetében, a nem lefékezett paraméterek jelölése;
- 2vi - a kilépési keresztmetszetben, nem lefékezett esetben számolt izentrópikus jellemzők.

A C_1 sebességvektort és az állórészen létrejövő hőésést egy iterációs számítás segítségével határozom meg. Az első számítási fordulóban α_1 szög értéke (lásd az 1. ábrát)

20°-ra adódott. Mivel C_2 irányát az előzőekben már tárgyalt indokok alapján axiálisnak vettem, így C_1 értéke a következő kifejezéssel adható meg:

$$C_1 = \frac{\Delta C_u}{\cos \alpha_1}$$

A C_1 sebességvektor ismeretében meghatározhatjuk az állórészben létrejövő hőses nagyságát is, ami

$$\Delta T_d = \frac{C_1^2}{2 C_p}$$

ahol ΔT_d - az álló lapátkoszorú hősesése.

Ennek ismeretében az állórész utáni hőmérséklet nagysága:

$$T_1 = T_0 - \Delta T_d$$

Következő lépésben meghatározom az álló lapátkoszorú utáni nyomás értékét. Az álló lapátkoszorú utáni izentrópiikus hőmérséklet:

$$T_{1i} = T_0 - \frac{\Delta T_d}{\eta_{1d}}$$

ahol: η_{1d} - az álló lapátkoszorú izentrópiikus hatásfoka.

Innen a nyomás értéke:

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

A nyomás és a hőmérséklet segítségével számítható az adott keresztmetszetben lévő közeg sűrűsége.

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R_G T_1}$$

ahol: R_G - a közeg összetételére jellemző specifikus gázállandó.

A közeg sűrűségét ismerve meghatározható az adott keresztmetszet axiális sebessége, amely jelen esetben megfelel a C_1 sebességvektor axiális komponensének. Jele C_{1a} .

$$C_{1a} = \frac{m_t}{\varepsilon \rho_1 d_k L \Pi}$$

ahol: m_t - a turbinán átáramló közeg tömege;
 ε - a lapátok miatti keresztmetszet szűkülésre jellemző tényező, értéke becslés alapján 0,95;
 d_k - az álló lapátkoszorú kilépés középtámrője;
 L - lapát magasság az álló lapátkoszorú kilépésén.

C_{1a} ismeretében C_1 értéke ismételtlen meghatározható.

$$C_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + \Delta C_u^2}$$

A következő iterációs fordulóban C_1 aktuális értékével végzem el a fenti számításokat. Az iteráció a számítások során konvergens volt. Amikor C_{1a} értékénél az eltérés $1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ -on belül lesz, akkor elfogadhatók a kapott eredmények.

Ezt követően a fokozat forgórészét vizsgálom. Mivel az

előzőekben meghatároztam a fokozatra jutó hőesés nagyságát (b. pont), így a forgó lapátkoszorú (fokozat) utáni hőmérséklet is számítható.

$$T_2 = T_0 - \Delta T_f$$

ahol ΔT_f - a fokozatra jutó összes hőesés.

Ez a T_2 lesz a következő fokozat T_0 kezdeti hőmérséklete, tehát lefékezett hőmérséklet. Amennyiben a fokozat utáni jellemzőket úgy vizsgáljuk, hogy ott a gáz $C_2 = C_{2a}$ (C_2 axiális iránya miatt) sebességgel áramlik, akkor ott egy alacsonyabb lefékezetlen hőmérsékletet kapunk, amit T_{2v} -vel jelölök. (Lásd a 2. ábrát!).

T_{2v} értéke a következő megfontolás alapján határozható meg:

Feltételezem az első iterációs számítási fordulóban, hogy:

$$C_2 = C_{1a}$$

Innen:

$$\Delta T_{fék} = \frac{C_2^2}{2 C_p}$$

ahol: $\Delta T_{fék}$ - a kilépési keresztmetszetben a lefékezett és a nem lefékezett hőmérsékletek közötti különbség

$$T_{2v} = T_2 - \Delta T_{fék}$$

Következő lépésben meghatározom a nem lefékezett állapothoz tartozó nyomás értékét.

T_{2vi} értéke (lásd a 2. ábrát):

$$T_{2vi} = T_1 - \frac{T_1 - T_{2v}}{\eta_{ifor}}$$

ahol: η_{ifor} - a forgó lapátkoszorú izentrópius hatásfoka.

Innen a nyomás értéke:

$$P_{2v} = P_1 \left(\frac{T_{2vi}}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

A nyomás és hőmérséklet segítségével a lefékezetlen közeg sűrűsége:

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

Ismerve a közeg sűrűségét, ebben a keresztmetszetben is meghatározható az axiális sebesség (ami C_2 sebességvektorral egyezik meg).

$$C_{2a} = C_2 = \frac{m_t}{\epsilon \rho_{2v} d_k L \Pi}$$

ahol: d_k - a forgó lapátkoszorú kilépés középátmérője;
 L - lapát magasság a forgó lapátkoszorú kilépőjén.

A következő iterációs fordulóban C_2 aktuális értékével végzem el a fenti számításokat. Az iteráció ebben az esetben is konvergens. Amikor C_2 értékénél az eltérés 1 m s^{-1} -on belül lesz, akkor elfogadom a kapott számítási eredményeket. Ezek ismeretében meghatározhatjuk a sebességi háromszög még hiányzó sebességvektorait is.

W_1 meghatározása:

$$W_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + (\Delta C_u - U)^2}$$

W_2 meghatározása:

W_2 sebességvektor értékét kétféleképpen is megkaphatjuk, ami lehetővé teszi a turbinafokozat számítási eredményeinek ellenőrzését.

Az első módszer szerint:

$$W_2 = \sqrt{C_2^2 + U^2}$$

A második módszer szerint:

$$W_2 = \sqrt{W_1^2 + 2 C_p (T_1 - T_{2v})}$$

Mind a négy számított turbinafokozat esetén a kétféle módszerrel számított W_2 értékek között az eltérés 1 m s^{-1} -on belül volt.

Fokozatok utáni lefékezett nyomások számítása:

Ehhez először szükséges meghatározni a T_{2i} hőmérséklet értékét (2. ábra szerint).

$$T_{2i} = T_o - \frac{T_o - T_2}{\eta_{if}}$$

ahol: η_{if} - a fokozat izentrópikus hatásfoka.

Innen a nyomás értéke:

$$p_2 = p_0 \left(\frac{T_{21}}{T_0} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

Megvizsgálva a táblázatokban összefoglalt eredményeket, látható, hogy a kompresszorturbina reakciós fokozatokból áll össze, melyeknek reakciófoka körülbelül $r \approx 0,25$. A szabad-turbina gyakorlatilag akciós fokozatokból áll. A forgó lapátkoszordkra csak akkora hőesés jut, ami biztosítja, hogy az áramlás konfúziós legyen a leválási veszteségek elkerülése érdekében.

A KOMPRESSZORTURBINA ADATAINAK ÖSSZEFOGLALÁSA

sor- rend	jellemzők	kompresszorturbina	
		1. fokozat	2. fokozat
a	W_t [J kg ⁻¹]	253490	
b	W_f [J kg ⁻¹]	120008	133479
	U [m s ⁻¹]	289,1	303,8
	ΔC_u [m s ⁻¹]	416,5	439,2
	ΔT_f [K]	108	120
c	η_{it} [1]	0,88	
	η_{if} [1]	0,873	0,873
	η_{id} [1]	0,902	0,902
	η_{iforg} [1]	0,846	0,846

d	T_0 [K]	1123	1015
	T_1 [K]	1036,3	917,3
	T_2 [K]	1015	895
	p_0 [Pa]	642195	408908
	p_1 [Pa]	453985	265043
	p_2 [Pa]	408908	232499
	C_1 [m s ⁻¹]	439	466
	C_{1a} [m s ⁻¹]	139,7	158,5
	W_1 [m s ⁻¹]	189,5	208,4
	C_2 [m s ⁻¹]	139,3	157,1
	W_2 [m s ⁻¹]	320	342

I. táblázat

A SZABADTURBINA ADATAINAK ÖSSZEFOGLALÁSA

sor- rend	jellemezők	szabadturbina	
		1. fokozat	2. fokozat
a	W_t [J kg ⁻¹]	183542	
b	W_f [J kg ⁻¹]	76782	86760
	U [m s ⁻¹]	201	213,6

	ΔC_u [m s ⁻¹]	382	406
	ΔT_f [K]	70	79
c	η_{it} [1]	0,88	
	η_{if} [1]	0,876	0,876
	η_{ia} [1]	0,905	0,905
	η_{iforg} [1]	0,849	0,849
d	T_o [K]	895	825
	T_1 [K]	819,2	739,6
	T_2 [K]	825	746
	p_o [Pa]	232499	162580
	p_1 [Pa]	159657	102197
	p_2 [Pa]	162580	104458
	C_1 [m s ⁻¹]	407,7	432,8
	C_{1a} [m s ⁻¹]	142,7	150,3
	W_1 [m s ⁻¹]	230,5	244,1
	C_2 [m s ⁻¹]	129	139,4
	W_2 [m s ⁻¹]	239,3	255,4

II. táblázat

FELHASZNALT IRODALOM:

1. - Varga Béla: A TV-117A gázturbinás helikopter hajtómű
üzemi viszonyainak vizsgálata termikus mate-
matikai modell segítségével.
Diplomamunka BME Közlekedésmérnöki Kar 1990.
2. - Dr. Pásztor Endre: Gázturbinás repülőgép hajtóművek.
Előadásvázlatok, BME 1984.
3. - Dr. Sánta Imre: A repülőgép hajtóművek modellezése és a
modell alkalmazása a diagnosztikában.
Járművek, Mezőgazdasági gépek 1988/11.