

Füleky András

## LEVÁLÁSI JELENSÉGEK VIZSGÁLATA CENTRIFUGÁL KOMPRESSZORON

A Budapesti Műszaki Egyetemen folytatott tanulmányaim során a gázturbina kompresszorok instabil üzemmódjaival mélyebben foglalkoztam, így a diplomamunkámat is e témából írtam.

A leválási jelenségek elméletének feltárása után valós kompresszoron történő mérés eredményeinek elemzése során a jelenség gyakorlati megismerésére törekedtem. A mérőberendezés kialakítása, lehetővé tette a kompresszor előtti és utáni fojtást, ezzel szimulálhatóvá váltak a valós gázturbinás hajtóművek üzemi folyamatainál jelentkező fojtások (Mach-kúp, pompázs- illetve felszálló redőny, álló terelő lapátkoszorú működtetés, a tüzelőtér hőfojtása, gázkiáramlás sebességfokozó működtetés). Ugyanígy szimulálhatók a hajtómű nem üzemszerű fojtásai is (madár vagy egyéb idegen tárgy beszívása, nagy állásszögű repülés következtében kialakuló ferde megfűvás, Mach-kúp szabályzás meghibásodása, jegesedés, a szívócsatorna deformálódása, a fűvócső deformálódása...). A mérés során az első és hátsó fojtás egymásra hatását is vizsgáltam.

A kutatás keretében laboratóriumi méréseket is végeztem, ennek tapasztalatait szeretném megosztani a tisztelt olvasóval.

### A MÉRŐBERENDEZÉS FELÉPÍTÉSE

A kompresszor vizsgálatát célszerű valóságos kompresszoron elvégezni. A kompresszor hajtási teljesítményigényét a sűrítési viszony valamint a másodpercenkénti levegőfogyasztás határozza meg. Ha leválós üzemmód és pompázsvizsgálat a cél, és nem egy konkrét kompresszor leválós működését kell vizsgálni, úgy célszerű olyan kompresszort választani, amely kevésbé sérülékeny, a hosszantartó (1–2 perces) leválós működés nem okoz sérülést a gép szerkezetében, kevésbé legyen érzékeny a leválós üzem közben létrejövő fárasztó igénybevételekre.

Axiális kompresszornál instabil üzemállapotban a kompresszor nyomásvi-szonya periodikusan változik. A periodikus nyomásváltozást a fokozatokban az abszolút és relatív sebességek periodikus változása hozza létre, amely a lapátok törését okozó rezgéseket is kelthet. A leválás nagy valószínűséggel a kompresszor utolsó fokozatánál jön létre, amely azután az egész kompresszoron végigterjed. A leválás a kompresszor méreteitől függő hanghatással jár. Ez az állapot a kompresszor működése szempontjából veszélyes.

Centrifugális kompresszornál a leválás, amely rendszerint a lapátos diffúzorban jön létre, hasonló periodikus hanggal kísért nyomáslengés, mint az axiális kompresszornál. A különbség az, hogy legtöbb esetben nem vezet a kompresszor károsodásához.

A hajtást célszerű úgy megvalósítani, hogy bármilyen fordulatszámon, széles határok között változtatható teljesítmény álljon rendelkezésre. Ezt a követelményt laboratóriumi méréseknél legjobban a villamos motorral való hajtás elégíti ki.

Mérésem a Budapesti Műszaki Egyetem Közlekedésmérnöki Karán lévő kisméretű, és kis teljesítményigényű centrifugálkompresszorra épül.



1. ábra. A mérőberendezés

A mérőberendezés szemből nézve. Baloldalon az U-csöves manométerek állványa, előtérben a szívócsatorna a mérőperemmel, jobbra fent az aszinkron villanymotor vezérlődoboza látható. Az íves levegőgyűjtő házból kivezető cső hőszigetelő burkolást kapott a kompresszor utáni hőmérséklet pontosabb mérése érdekében.

A próbapadra Ganz-MÁVAG által gyártott egyfokozatú centrifugális kompresszor van felépítve, amely egyoldali beömlésű, félig zárt, egyenes lapátos járókerékkel van felszerelve.

A járókerék után lapátnélküli diffúzor, lapátos diffúzor és spirális gyűjtőház van kialakítva. A kompresszoregység geometriai méreteinek megadásától most eltekintek.

A kompresszor levegőgyűjtő háza a lapátos diffúzor oldalán elhelyezett állandó külső átmérőjű aszimmetrikus spirális csatorna.

A kompresszor szívócsöve 2550 mm hosszú 150 mm átmérőjű csőtoldal. A szívócsatornába behelyezhető fojtás a belépőrésztől 1280 mm-re van, tehát a levegőáram még 1270 mm utat tesz meg a kompresszor eléréséig. A nagy távolság a megzavart áramlás kiegyenlítődése miatt lényeges.

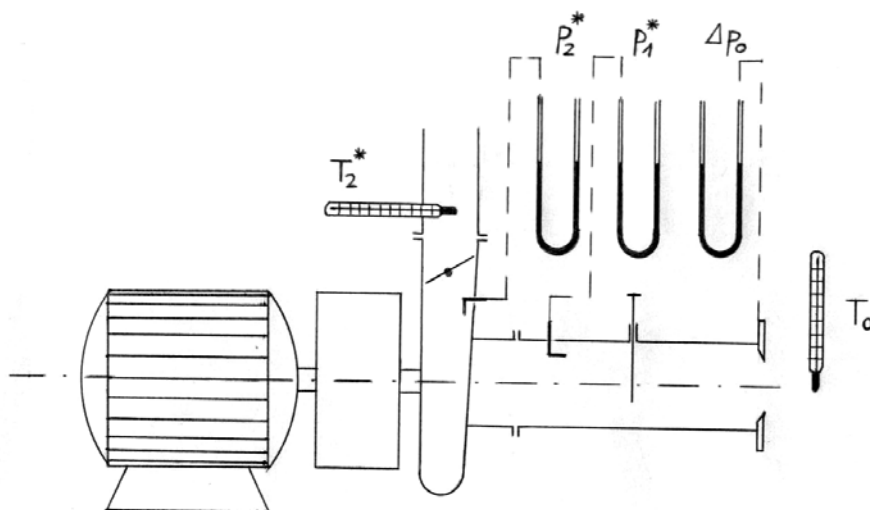
A csőtoldal elején egy mérőperem van felszerelve, amely a levegő tömegáram számításához szükséges nyomáskülönbség előállítását szolgálja. Közvetlenül a mérőszáj mögött 3 statikus nyomásmérő szonda van beépítve, melyek egymással össze vannak kötve és a szívócső kerületén egyenletesen helyezkednek el.

A mérési sorozatnál a jelleggörbe baloldali ágát (leválási zóna) az U-csöves manométerek nagyfokú csillapítási tulajdonsága miatt lehet kimérni, ugyanis azok nem képesek követni a nyomás valóságos lengését, így közepes értéket jeleznek.

A mérőberendezésen a kompresszor várható alacsony sűrítési viszonya és a levegő kis tömegárama miatt kizárólag U-csöves, higanyos és vizes manométereket alkalmaztam.

A kompresszor után egy hőszigetelt csőszakasz végén precíziós higanyos hőmérő van elhelyezve, a kompresszor utáni hőmérséklet mérésére. A számítások során a hőmérséklet-mérési helyeken kapott sebességek alacsony értéke miatt a mért hőmérsékletek sebesség szerinti pontosításától eltekintettem.

A kompresszort gyorsító-áttételen keresztül háromfázisú aszinkronmotor hajtja meg. Az aszinkronmotor fordulatszámának változtatása a motor és a hálózat közé épített frekvenciaváltóval lett megoldva. A frekvenciaváltón fokozatmentesen változtatható a frekvencia 7,25–48,5 Hz között, ezzel a fordulatszám 3350–16 000 1/min mérési tartomány között beállítható.



2. ábra. Nyomás- és hőmérséklet mérése a berendezésen

## A MÉRÉS FOLYAMATA

A mérés célja a kompresszor-jelleggörbe meghatározása  $\pi_k^* = f(m, n)$  és  $\eta_{iz}^* = f(m, n)$  alakban, nagy figyelmet fordítva a leválási határra valamint a kompresszor előtti és utáni fojtás szerinti jelleggörbére és az egymásra hatás vizsgálatára. A jelleggörbét úgy határoztam meg, hogy a szívócsatornában elhelyezett fojtást — állandó fordulatszámot tartva — változtattam, ezzel állítva be a tömegáramot. A hátsó fojtószelep pillangószelepként van kialakítva a gyújtócsövön, míg az első fojtást egy betolható lappal valósítottam meg. A hátsó fojtószelep állító karja mellett skála található. A fojtószelep állása a skálán számokkal lett jelölve 1-től 8-ig, amelynél az 1-es helyzet teljesen nyitott, a 8-as helyzet teljesen zárt fojtószelepállásnak felelt meg.

A mérés során a fordulatszámot pontosan lehetett tartani, a fojtás pontosan beállítható és rögzíthető volt. A fordulatszám beállítása után a nyomásértékeket, majd legutoljára a hőmérséklet változását jegyeztem fel. A hőmérséklet leolvasását azért hagytam legutoljára, hogy a hőmérő a ténylegesen kialakult hőmérsékletet mutassa, legyen ideje beállni. A mérést elvileg kétféle módon lehet végrehajtani: a fordulatszám állandó értéken tartásával a fojtást változtatva vagy pedig fordítva. Méréstechnikai szempontból célszerűbbnek láttam az állandó fordulatszámon való fojtást.

### A kompresszor-jelleggörbe meghatározása

Első lépés a jelleggörbe felvételéhez a tömegáram meghatározása. Kiindulási feltételek:

$T_0 = T_1^*$  — a környezeti levegő hőmérséklete;

$p_0 = p_1^*$  — a környezeti levegő nyomása.

A mérőperemen a nyomáskülönbséget ( $\Delta p_0$ ) függőleges beállítású, vízzel töltött manométerrel mértem, a mért  $\Delta p_0$  értékből számítottam a levegő tömegáramát.

$$\dot{m} = \rho_0 \cdot \dot{V} = \frac{p_0}{R \cdot T_0} \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot c = \frac{p_0}{R \cdot T_0} \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \frac{R \cdot T_0}{p_0}}$$

$$\Delta p = (\rho_{mf} - \rho_0) \cdot g \cdot \Delta h$$

ahol:

$\alpha$  — a mérőperem átfolyási száma ( $\alpha \cong 0,598$ );

$\varepsilon$  — expanziós szám ( $\varepsilon \cong 0,9994$ );

$\rho_{mf}$  — a mérőfolyadék sűrűsége;

$\rho_0$  — a környezeti levegő sűrűsége;

$\Delta h$  — a manométeren leolvasott folyadékszint különbsége.

A kompresszor sűrítési viszonyának számításához szükséges a kompresszor előtti és utáni nyomás mérése.

A meglévő berendezés átalakítása nélkül a kompresszor járókerék előtti teljes nyomás és a kompresszor kivezető csövében a fojtószelep előtti teljes nyomás mérésére volt lehetőség.

A kompresszor előtti  $p_1^*$  nyomás mérésére függőleges elhelyezésű vízzel (higanynal) töltött manométert, míg a kompresszor utáni  $p_2^*$  nyomás mérésére függőleges elhelyezésű higanyal töltött U-csöves manométert használtam.

$$\pi_k = \frac{p_2^*}{p_1^*} = \frac{p_0 + \Delta h \cdot g \cdot (\rho_{mf} - \rho_0)}{p_0 - \Delta h \cdot g \cdot (\rho_{mf} - \rho_0)}$$

A kompresszor előtti hőmérsékletet ( $T_0$ ) a mérőperem közelében mértem, a hőmérő elhelyezését az összeállítási rajz mutatja (2. ábra). Mivel a hőmérő környezetében  $c = 0$ , így  $T_0 = T_0^*$  feltétel teljesül.

A kompresszor utáni hőmérsékletet a hátsó fojtószelep után, a hőszigetelt kivezető csőben mértem. Mindkét hőmérő higanyos, 0,1 °C leolvasási pontosságot tett lehetővé. A  $p_2$  nyomásérzékelő szonda a hátsó fojtószelep előtti keresztmetszetben található.

A mért hőmérsékleteket és a kiszámított sűrítési viszonyt a kompresszor izentrópus hatásfokának kiszámításához használtam fel. Izentrópus és valószínű sűrítésnél a fajhő azonosságát feltételeztem.

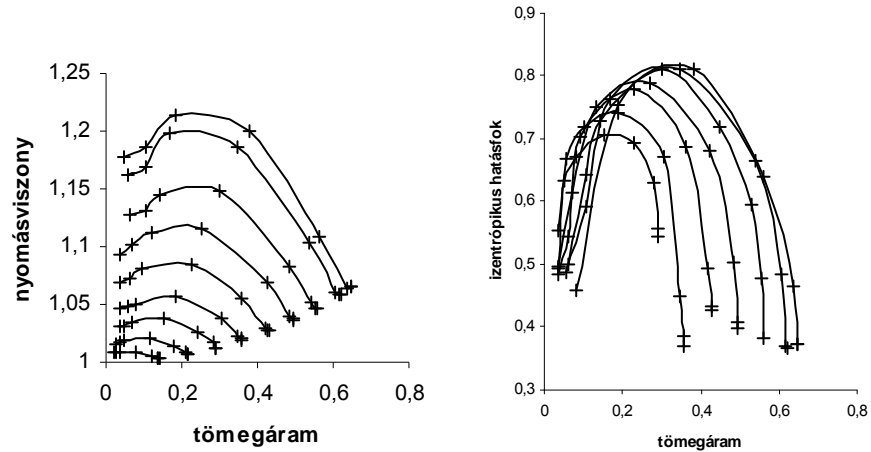
$$\eta_{iz}^k = \frac{c_p \cdot (T_{2id} - T_1^*)}{c_p \cdot (T_{2mért} - T_1^*)} = \frac{\frac{T_{2id}}{T_1^*} - 1}{\frac{T_{2mért}}{T_1^*} - 1} = \frac{\left(\frac{p_2^*}{p_1^*}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{2mért}}{T_0} - 1}$$

A kompresszor által felvett teljesítmény számítható az alábbi képletből.

$$P_{valós} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_{komp} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_2^* - T_0)$$

1. mérés: valójában ellenőrző mérés, melynek során megállapítom, hogy a berendezés közel ugyanazokkal a paraméterekkel rendelkezik, mint az 1995-ben végzett mérésnél. Ennek megfelelően a hátsó fojtást alkalmazom és  $n =$  állandó görbék mentén haladok a leválási határ felé.
2. mérés: A hátsó fojtás teljesen nyitott állapotában, az első fojtást alkalmazom. Az első fojtást tömegáram azonosság szerint állítom be (az egyes beállításoknál  $\Delta p$  — a mérőperemnél mért nyomáskülönbség — értéke azo-

nos az 1. mérésnél mért értékekkel). Az előző mérésnek megfelelően,  $n =$  állandó görbék mentén haladok a leválási határhoz (lásd. 3. ábra.).



3. ábra. A mért értékek karakterisztikái

A legnagyobb felvett teljesítmény:

$$P_{\text{valós}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_{\text{komp}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_2^* - T_0) = 13307,37 \text{ W}$$

$$P_{\text{motor}} = 16\,000 \text{ W}$$

### A pompásjelenség vizsgálata

3. mérés: Azonos fordulatszámokon vizsgálom az első és hátsó fojtás alkalmazásánál a leválási tartományokat, a pompás intenzitását. Az első fojtószelep állását itt is az 1. mérés során, a mérőperemnél mért nyomáskülönbség alapján határozom meg.

A leválás erősségének értékelése 5 fokozatban történik:

- \* nagyon gyenge, éppen hallható;
- \*\* hallható, de gyenge;
- \*\*\* közepes;
- \*\*\*\* erős zúgás;
- \*\*\*\*\* igen erős zúgás, robajszerű hang.

Az értékelésnél figyelembe kell venni azt a tény, hogy az első fojtás intenzív zavarás, a belépő sebességmezőt egyenetlenné teszi, ami nem a nyomásviszony növekedésből eredő leválást okozza.

Az egyes fordulatszámokon az első és hátsó fojtás alkalmazásánál a leválási tartományok, a pompázs intenzitása

1. táblázat

n (1/min)	hátsó fojtószelepállás					első fojtószelepállás			
	4	5	6	7	8	5	6	7	8
5025	-	-	-	-	-	-	-	-	*
6701	-	-	*	*	*	-	*	*	**
8376	-	*	**	*	*	-	*	**	**
10 051	*	*	**	*	*	*	**	***	**
11 726	-	*	***	**	*	-	*	****	**
13 401	-	*	****	****	***	*	**	*****	****
15 076	-	**	****	***	***	*	*	*****	*****
16 000	-	**	*****	***	***	*	***	*****	*****!

4. mérés: az első és a hátsó fojtószelep egymásra hatásának vizsgálata, ahol a hátsó fojtás például a GSF szerepét, míg az első fojtás a Mach-kúpot és (vagy) a pompázsredőnyt helyettesítheti.

A vizsgálatot  $n = 8376$ ;  $11\,726$  és  $16\,000$  1/min fordulatszámon végeztem, és az alábbi megállapításokra jutottam:

- első fojtással létrehozott pompázs csak teljes hátsó fojtással szüntethető meg, ami magától érthető, mivel ekkor az áramlás szinte megszűnik a járókerékben;
- az első fojtás hatására (gázáteresztő képesség megváltozása) változik  $C_{1a}$  sebesség az áramlási csatornában, ami a kompresszor belépőrészénél a sebességi háromszög torzulását okozza. Optimális esetben a belépő relatív sebesség ütközésmentesen jut a lapátra, ekkor csak nagyobb hátsó fojtásnál alakul ki leválás;
- első fojtás alkalmazásával a hátsó fojtás által előidézett leválás kevésbé erőteljes, ugyanis a lengési folyamatba bezárt légtömeg csökken.

## A MÉRÉS ÉRTÉKELÉSE

Az előzetes elvárások szerint, kifejlett pompázsjelenség esetén erőteljesebb pulzálás jön létre hátsó fojtás alkalmazásánál, mivel ekkor a bezárt levegőoszlop nagyobb sűrűségű, mint első fojtás alkalmazása mellett (ahol depresszió van). Ennek következtében nagyobb a légtömeg tehetetlensége.

A vizsgálat során azt tapasztaltam, hogy hátsó fojtószeleppel létrehozott pompázs mélyebb, robajszerű hangot ad, a légtömeg lengési ideje nagyobb. Az első fojtószelep által keltett pompázs — mely kisebb súlyú légtömeget mozgat — nagyobb rezgésszámmal leng, a hangja magasabb. Mindkét esetben sikerült olyan helyzetet előállítani, amikor egyes alkatrészek alapfrekvenciáját eltaláltam. Az erőteljes együttrezgés továbbfokozta a pompázsjelenség hangját (lásd 1. táblázat).

#### **IRODALOMJEGYZÉK**

- [1] Dr. Pásztor Endre: Előadásvázlatok Hő- és Áramlástechnikából, BME Közlekedésmérnöki Kar, Járműgépészeti Intézet.
- [2] Körmendi Géza: Egyetemi Doktori Értekezés, BME, 1995.
- [3] Hő- és áramlástan gépek mérése: Centrifugálkompresszor jelleggörbéjének meghatározása, Aero- és termotechnikai tanszék, Tankönyvkiadó, Budapest, 1984. (139-143). o.
- [4] Füleky András: Gázturbina kompresszorok instabil üzemmódjainak vizsgálata. (Diplomaterv) BME, Budapest, 2001.