

CENTRIFUGÁLKOMPRESSZOR FALI MEGCSAPOLÁSÁN ALAPULÓ AKTÍV POMPÁZS-SZABÁLYZÁSÁNAK MATEMATIKAI MODELLJE

TARTALMI KIVONAT

Napjaink egyre fokozódó biztonsági, gazdasági és környezetvédelmi követelményei a repülőgéphajtóművek terén is mind újabb megoldások megalkotására készítetik a kutatás-fejlesztést. Jelen cikk célja, hogy bemutassa a BME Repülőgépek és Hajók Tanszéken különböző centrifugálkompresszorok felhasználásával készülő újfajta aktív pompázs-szabályzó megoldások elvi lehetőségeit, illetve ezek matematikai modelljét. Ezek közül a legegyszerűbben megvalósítható és előreláthatólag a legkisebb veszteségekkel működő rendszer a centrifugálkompresszor belépőél fali megcsapolásával fejt ki hatását. Ez a megoldás passzív kivitelben már viszonylag széles körben elterjedt, azonban ennek a pompázshatár közelében kedvező feltételeket teremtő kialakításnak hátrányai a normál üzemmódokon jelentkeznek. Annak érdekében, hogy egy olyan rugalmas rendszert kapjunk, amely a lehető legszélesebb üzemmód-tartományban optimális körülmények között tud működni, mindenképpen aktív beavatkozásra van szükség. Ennek megvalósítását megalapozandó, megalkotásra került egy speciális matematikai modell, amely a centrifugálkompresszor formális kettéválasztásával megfelelően tudja kezelni a pompázs-szabályzó eszközök hatását működés közben. A lényegében axiális belépőél és a nagyrészt radiális járólapát-csatorna kettéválasztása célszerűen a pompázs-szabályzó eszközök keresztmetszetében történik. Ennek segítségével a megcsapolás során elvezetett tömegáram kitűnően számítható. A cikkben bemutatom a szétválasztott kompresszormodell számító programot, valamint az ennek segítségével kapott jelleggörbéket. Ezek ellenőrzésére pedig lehetőség nyílik a Tanszék laboratóriumában meglévő centrifugálkompresszorok megfelelő átalakításával, a szükséges mérések elvégzésével, melyek szintén bemutatásra kerülnek.

BEVEZETÉS

A centrifugális kompresszorok széles körben elterjedtek mind a repülés, mind pedig az ipar területén [8]. Alkalmazásuk mérsékelt tömegáram esetén célszerű, amikor a szükséges nyomásviszony előállítása axiális lapátózás esetében már nem lenne gazdaságos, a csökkenő lapáthossz okozta relatív súrlódó felület-növekedés és a véges szárny veszteségeinek növekedése miatt.

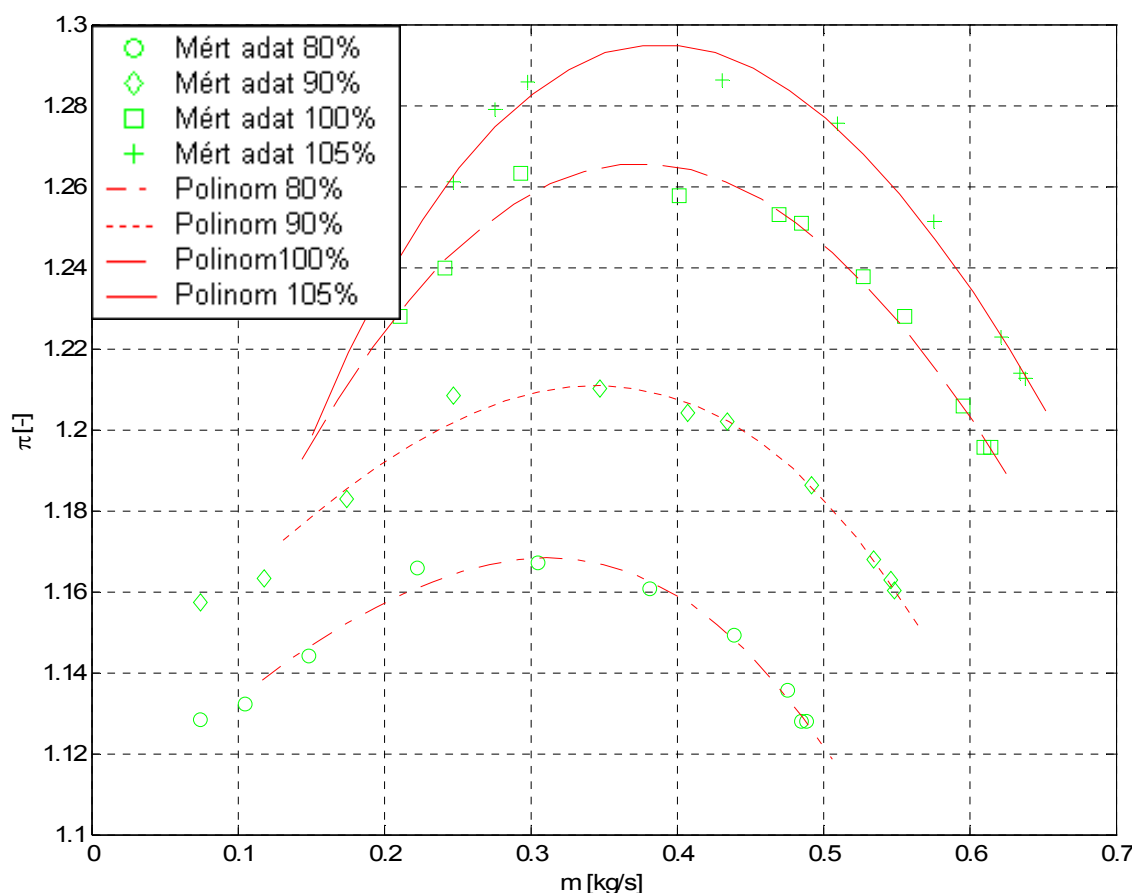
Centrifugális kompresszorok esetében is lehet találkozni a különböző jellegű instabilitásokkal, kezdve a minimális hatásfok-csökkenéssel járó forgó leválástól az enyhe pompázson keresztül az

áramlás teljes megfordulásával járó mély pompázsig. Ezeknek az instabil üzemmódoknak a kialakulása csak részben függ a kompresszor kialakításától, nem elhanyagolható emellett a rendszer többi elemének ráhatása a folyamat kialakulására. Le kell tehát szögezni, hogy bár a kompresszorbeli áramlási anomáliákról van szó, természetesen befolyással bírnak e jelenségekre a rendszer további komponensei is. Jelen cikk célja, hogy egy passzív formájában már régóta alkalmazott, ám aktív szabályzással ellátva jelentős hatásfok-javulást mutató pompázs-szabályzási módot, a fali megcsapolást és matematikai modelljét bemutassa.

CENTRIFUGÁLIS KOMPRESSZOROK INSTABIL ÜZEMMÓDJAI

Bevezető gondolatok

Amennyiben az instabil üzemmódok alaposabb megismerését célozzuk meg, először is tisztában kell lenni a kompresszor jelleggörbéivel. Centrifugális kialakítás esetében egy fokozattal axiális kompresszorokhoz képest nagy nyomásviszonyt tudunk elérni, de az alapvetően szimmetrikus áramlás itt is egyike a tervezési feltételeknek, megkötéseknek. Az ettől eltérő áramlás valamilyen szinten hatásfok-romlásban jelentkezik.



1. ábra: Tipikus kompresszor jelleggörbe (Ganz)

A jelleggörbe alapvetően a nyomásviszony, illetve a hatásfok tömegáramtól való függését mutatja be. Jól látható (lásd 1. ábra), hogy a tömegáram csökkentésével először nyomásviszony emelkedést lehet tapasztalni, amely kedvezően hat a gép teljesítményére. Azonban ha a tömegáram egy kritikus érték alá süllyed, az addig szimmetrikus áramlás megbomlik, stabilitását elveszti, és lengések, periodikusan ismétlődő jelenségek jönnek létre a rendszerben.

A bemutatott karakterisztika mérési adatok alapján készült, melyben csak a nyomásviszony dimenziótlan mennyiség, a tömegáram nem. A jelleggörbe általánosításakor célszerű a tömegáram helyett valamilyen dimenziótlan jellemzőt használni, mely arányos a kompresszoron átáramló közeg mennyiségével. Ezek többek között lehetnek:

- a torlóponti nyomás (p^*) és hőmérséklet (T^*), az áramlási keresztmetszet (A), valamint a munkaközeg jellemzői alapján számított, gázdinamikai függvényeken alapuló dimenziótlan tömegáram:

$$q(\lambda) = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T^*}}{p^* \cdot A \cdot \beta} \quad (1)$$

ahol:

- β a munkaközegre jellemző állandó
- a szivattyúk irodalmában elterjedten alkalmazott mennyiségi szám:

$$\varphi = \frac{\dot{m}}{\rho_0 \cdot u \cdot A} \quad (2)$$

ahol:

- ρ_0 a környezeti nyomás.

Ez utóbbi abból kifolyólag bír kiemelt jelentőséggel, hogy Greitzer és az őt követő szakirodalmak is a mennyiségi számot használják a centrifugális kompresszorok vizsgálatánál (lásd 2. ábra).

Az instabilitások csoportosítása

A kompresszorban fellépő instabilitások alapvetően három nagy csoportba foglalhatóak, melyek lényegében két jelenség külön-külön, illetve együttes fellépését jelentik.

Az egyik instabilitási forma a forgó leválás (angol „*rotating stall*”). Ez egy kétdimenziós jelenség, nem tengelyszimmetrikus áramlási képpel, melyben a celláknak nevezett zónákban alacsonyabb tömegáram alakul ki, mint a többiben, s ezek a cellák a fordulatszám 40-70%-ának megfelelő kerületi sebességgel forgó mozgást végeznek [15]. Leválás esetében a teljes keresztmetszetre átlagolt tömegáram időben állandó, mindössze alacsony értéke miatt különböző helyeken (belépőél, lapátcsatorna) az áramlás nem képes követni a lapátmozgás által kijelölt határokat. Ennek két fajtája ismeretes:

- a progresszív forgó leválás, melyben mindössze csekély mértékű hatásfok-csökkenés tapasztalható, és mindössze nagyfrekvenciás zajok megjelenéséből lehet létrejöttére következtetni,
- a leszakadt forgó leválás, amikor a kompresszor már a leválási karakterisztikán működik, nagy veszteségek mellett, kellően eltávolodva a stabil üzemmódok határától.

A tulajdonképpeni pompázs (angol „surge”) nem más, mint a forgó leváláshoz képest nagy amplitúdójú, kis frekvenciájú lengések a teljes keresztmetszetre átlagolt tömegáram pillanatnyi értékében. Ennek következtében a pompázs lényegében egydimenziós jelenségnek tekinthető. Következő változatait különbözteti meg a szakirodalom ([15] nyomán):

- az enyhe pompázs esetében nem következik be az áramlás megfordulása, a nyomásviszonyban kis amplitúdójú lengések jönnek csupán létre az átlagos tömegáram lüktetése révén. A [15] irodalom említi még a klasszikus pompázst is, mely az előző esethez képest már nagyobb amplitúdóval és kisebb frekvenciával rendelkezik, de még mindig nem jellemző rá az áramlás megfordulása. Ez a kettő bizonyos feltételek mellett egyként is kezelhető, legalábbis jelen cikk szempontjából nincs értelme a további felbontásnak, így mindkettőre az enyhe pompázs kifejezés hivatkozik, lévén, hogy ez tökéletesen kifejezi a jelenség mibenlétét.
- a mély pompázs, amikor az oszcilláció mértéke olyan nagy, hogy a periódus egy részében az áramlás megfordul, ekkor mély pompázsról beszélünk.

Az instabilitások harmadik formája pedig a forgó leválás és a pompázs keveredése, együttes jelentkezése, mely tehát annyiban különbözik a pompázstól, hogy a jelenség nem tengelyszimmetrikus a létrejövő leválási zónák hatására, viszont rendelkezik a teljes keresztmetszetre átlagolt tömegáram lüktetésével is, mely pedig a leválások esetében hiányzik.

Mindhárom instabilitási forma elkerülése jelentős korlátokat szab az üzemeltetés lehetséges tartományának, valamint számottevő veszteségeket okoz kialakulásuk, mely indokoltá teszi a beható elméleti és gyakorlati vizsgálatokat.

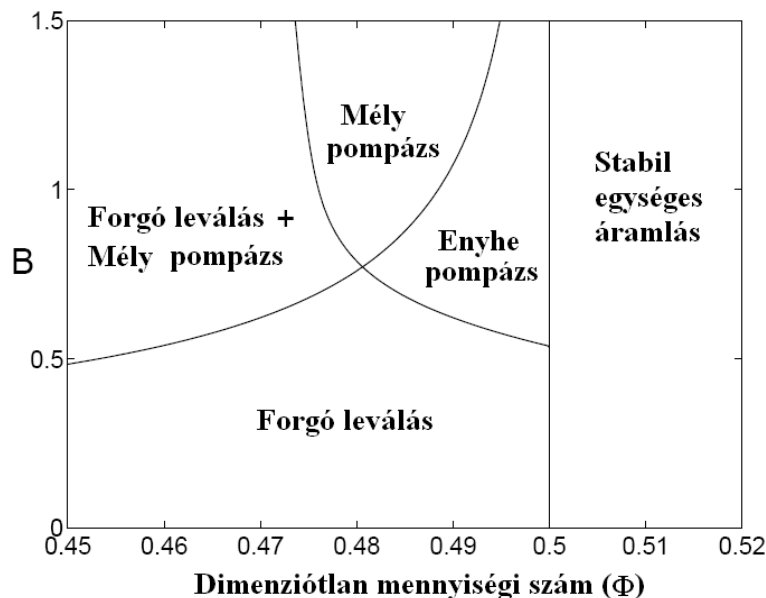
Az instabilitások kialakulásának menete azonban nem egyértelmű, ha kizárólag a kompresszor karakterisztikát vizsgáljuk. Ugyanazon működési pontban létrejöhet mély pompázs és forgó leválás is, ezek megjelenése a rendszer további komponenseitől függ. Erre válaszképpen már az 1970-es években létezett modell, bár a jelenség korrekt leírását megvalósító pontosítására még tíz évet kellett várni [12]. A modell bevezeti a rendszerre jellemző Greitzer-féle „viselkedés” paramétert, mely az angol elnevezés alapján B jelöléssel rendelkezik (behaviour), és a következőképpen definiálható (v. ö. 3. ábra):

$$B = \frac{u}{2 \cdot \omega_H \cdot L_k} = \frac{u}{2 \cdot a_t} \cdot \sqrt{\frac{V_t}{A_k \cdot L_k}} \quad (3)$$

ahol:

- u a kompresszorra jellemző kerületi sebesség (kilépő keresztmetszetbeli)
- ω_H a rendszerre jellemző Helmholtz-frekvencia
- L_k a kompresszor csőrendszerének hossza
- A_k a kompresszor csőrendszerének keresztmetszete
- V_t a tartály (kamra) térfogata, melybe a kompresszor szállít
- a_t a tartályra (kamrára) jellemző hangsebesség

Greitzer 1976-ban bemutatta, hogy ez a paraméter felfogható, mint a nyomáserők és tehetetlenségi erők hányadosa a kompresszor csővezetékére vonatkoztatva, amely döntő befolyással bír a rendszer dinamikus viselkedésének kialakításában. Greitzer azt is kimutatta, hogy létezik egy kritikus B érték, mely felett a kompresszor a leválási határt átlépve pompázsa kerül, alatta viszont csak a leválás jön létre. Ezt alátámasztja az a megfigyelés, hogy a pompázásra hajlamos kompresszoros rendszerek is leginkább a nagy fordulatszámú tartományban vannak kitéve ennek a veszélynek, amikor azonos geometriai paraméterek mellett az u kerületi sebesség növekedésével a B paraméter értéke is növekszik. Különböző elméleti vizsgálatok alapján, kísérletek eredményeivel alátámasztva több szerző is közölt az instabilitások egyes formáinak megjelenésével kapcsolatos grafikonokat, melyen vizuálisan értékelhetőek a rendszer stabil és instabil működésének határa és a dinamikus viselkedési formák az instabil zónán belül. Egy ilyen grafikont mutat a 2. ábra.



2. ábra: Instabilitások kialakulási feltételei a Φ mennyiségi szám és a B paraméter függvényében

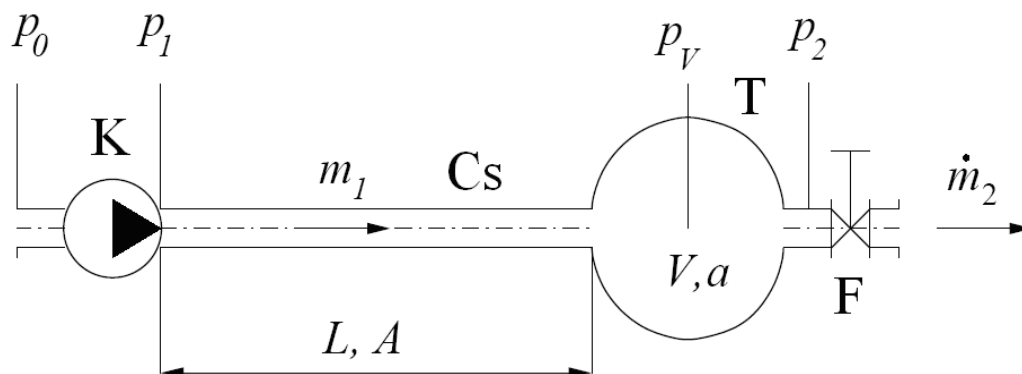
Az instabilitások kezelésének módjai

Mivel a centrifugális kompresszorok esetében a maximális hatásfok gyakran az instabilitási határhoz közel esik, különös érdeklődés övezte mindig is az ezirányú kutatásokat. A hetvenes évektől egészen a

közel múltig tartó fejlesztések során alapvetően a kompresszorok kialakításának hatását kutatták és a konstrukción próbálták javítani [13]. Ez igen jelentős eredményeket hozott, ám az instabil üzemmódok elkerülésének passzív módjai, azaz a tervezés fázisában kialakított megoldások nem mindig elegendőek, illetve bizonyos határon túl nem lehetséges ezekkel számottevő javulást elérni a karakterisztikában.

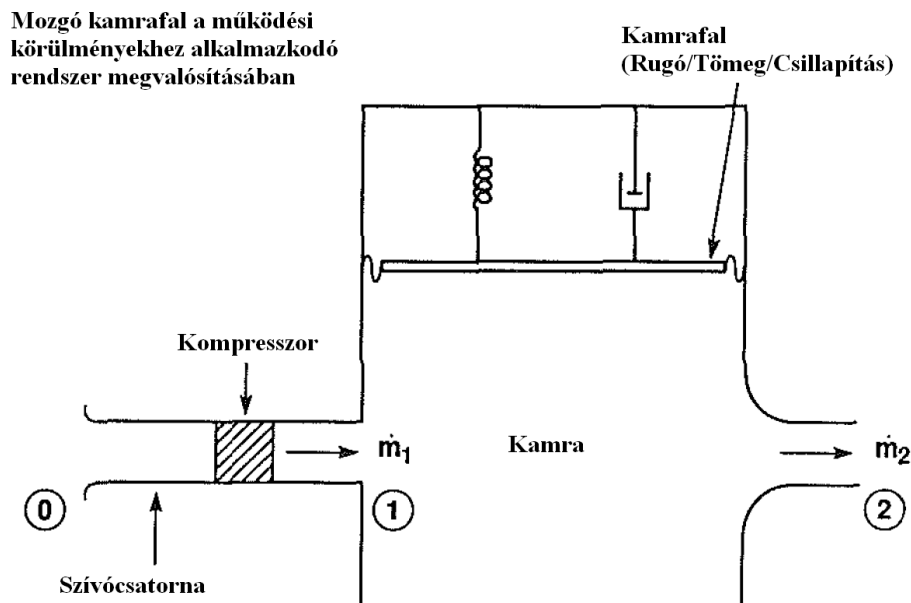
Ezért volt szükség az aktív szabályzási módok lehetőségeinek vizsgálatára, majd a bevált megoldások bevezetésére. Természetesen az ilyen rendszerek megjelenését nagyban befolyásolta az elektronika fejlődése, és bár az irányítástechnikai elméleti háttér már régebb óta rendelkezésre állt, a kellően gyors számítási kapacitás, kis energiaigényű beavatkozó szervek nélkül a megvalósítás csak az 1990-es évek elején kezdődött el.

A módszerek megértéséhez elsőként szükséges bemutatni a kompresszor és az azt körülvevő rendszer elemeinek egyszerűsített modelljét, melyet a 3. ábra mutat. A környezeti p_0 nyomással beáramló közeg átáramlik a K kompresszoron, a Cs jelű, L hosszúságú és A keresztmetszetű csövön keresztül a T tartályba, melyben a nyomás p_V , térfogata V és rá jellemző hangsebesség a , majd az F fojtáson keresztül a $p_2 \geq p_0$ kilépő nyomással távozik a rendszerből. A nem jelzett csőszakaszok az L csőhosszhoz képest infinitesimalisan kicsinynek tekintendők.



3. ábra: Az elméleti kompresszor rendszer felépítése [12][9]

Az instabilitások kezelése kétféleképpen történhet, ez a csoportosítás kézenfekvő, bár természetesen önkényesnek is mondható, nevezetesen az alapján bonthatóak két nagy csoportra, hogy az instabilitás megakadályozását a kompresszor vagy pedig a felhasználói rendszer (pl. 3. ábra T tartály) részéről próbálja megközelíteni. Ez lehetséges úgy, hogy egy szabályozható térfogat változtatásával elhangoljuk a rendszert, amint azt a 4. ábra mutatja.



4. ábra: Alkalmazkodó rendszer megvalósítása kamrafal mozgásával [20]

A kompresszor áramlásának befolyásolása

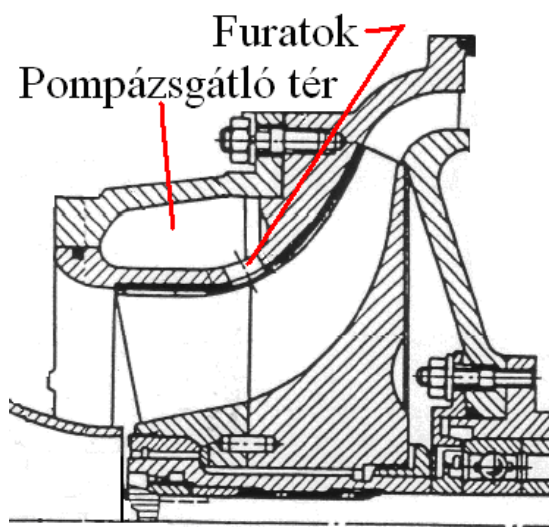
Már az 1970-es években létrehoztak olyan megoldásokat, amelyek valamilyen szinten eredményt tudtak felmutatni az instabilitások elkerülésének, késleltetésének terén. Az alap gondolat, melyet már akkor sikerült mérésekkel, gyakorlati vizsgálatokkal alátámasztani, az belépőél és lapátcsatorna leválások pompázs létrejöttében játszott szerepére vonatkozik, nevezetesen, e kettő leválási zóna nagy mértékű megnövekedése, illetve összekapcsolódása indíthatja el a pompázs kialakulását [14].

A legegyszerűbb módszer a kompresszor utáni megcsapolósos szabályzás, amikor a kompresszor lényegében két felhasználói rendszert lát el sűrített munkaközeggel. Ezek közül az egyik egy, általában az atmoszféra felé nyitott ág, melynek szabályzásával az abba az irányba távozó tömegáram változtatható. A módszer működésének elve nem más, minthogy a kompresszort mindig biztonságos távolságban kell üzemeltetni a pompázshatártól, ennek érdekében pedig annyira nyitják a megkerülő ágat, hogy a rendszerbe belépő és a megkerülőágon keresztül távozó tömegáramok összege a kompresszor jelleggörbéjén a stabil tartományba eső munkapontot alakítson ki. Ez a módszer felettébb nagy veszteségekkel rendelkezik, ennek ellenére egyszerűségénél fogva számos helyen elterjedt. Többek között repülőgépek fedélzeti gázturbináiban (APU¹) találkozhatunk ezzel a megoldással, ahol a repülőgép levegőrendszere nem mindig teszi lehetővé a stabil üzemet, így szükséges a „felesleges” levegőmennyiség atmoszféra felé történő továbbítása. A módszer talán legnagyobb előnye a szabályozhatóságában rejlik, tehát rugalmasan tud alkalmazkodni a fellépő üzemi körülmények széles skálájához.

A kompresszor utáni megcsapolásnak a továbbfejlesztett változata széleskörűen elterjedt mind a

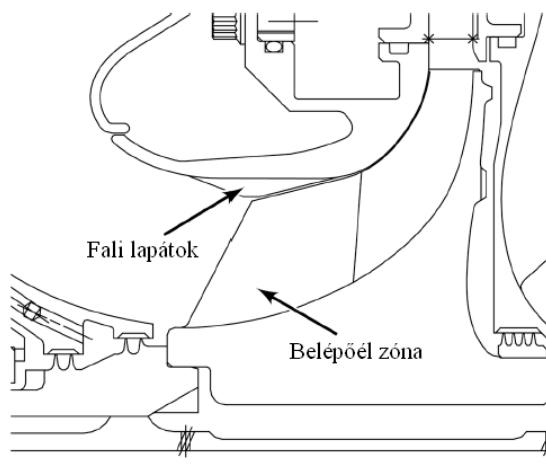
¹ APU: Auxiliary Power Unit – fedélzeti segédenergia-forrás, fedélzeti gázturbina

szovjet/országi indító gázturbinák (pl. TSz-21, GTDE-117 [16]) körében, mind pedig a gépjárműiparban a turbófeltöltők terén. Ez a megoldás kihasználja azt a tényt, hogy a pompázás létrejöttéhez két, eredetileg egymástól független leválási zónának a kombinációja szükséges. Ha tehát az egyiket meg tudjuk szüntetni, akkor a másik lényegében létrejöhet, önmagában komolyabb veszélyt nem fog jelenteni. Ez a megoldás a belépőél fali megcsapolása, illetve ennek különböző konstrukciói. Lehetőség van a belépőél után elhelyezett fali furatokon keresztül egy tároló térfogatot, vagy esetleg közvetlenül az atmoszférát használni a pompázást létrehozó oszcillációk instabil energiáinak elnyelésére (5. ábra).



5. ábra: Belépőél fali megcsapolás vázlata a TSz-21 / TKT-1 kompresszorán

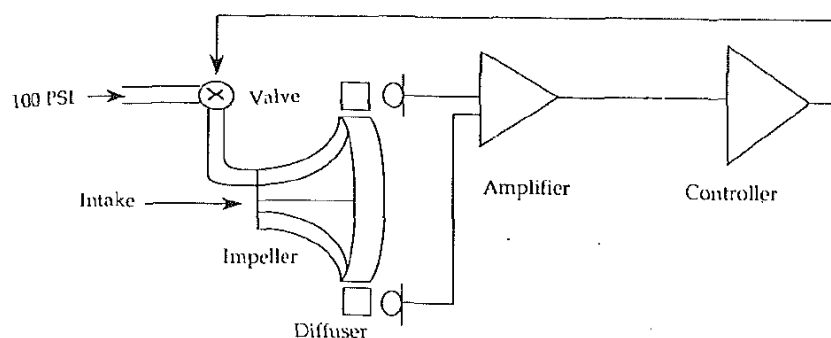
Ezen kívül vannak olyan kialakítások, amikor a kompresszorházban találhatóak olyan állólapátok, melyeken keresztül szükség esetén többlet tömegáram jöhet létre (6. ábra). Ez egyébként nagyon hasonlít az axiálkompresszoros hajtóművek (pl. R-25) első fokozati forgólapátmozás lapátvégénél alkalmazott terelőlemezekre.



6. ábra: Kompresszorházban elhelyezett terelőlapátok [1]

A belépőél fali megcsapolásnak az előzőhöz képest olyan előnye van, hogy mérsékeltabb veszteségeket produkál, viszont korai technológiákkal nehezen volt megvalósítható a szabályozása. Jelen cikk célja, hogy bemutassa az ezen a téren végzett kutatásokat, és beszámoljon ezek eredményeiről.

További lehetőség a tömegáram lényegében változatlan értéken tartása mellett operáló megoldás, melyben az áramlási kép módosítása kap szerepet. Ennek a lényege, hogy valamilyen megzavarás segítségével a leváló áramlást visszaterelje a lapátcsatorna falára. Egyfajta megoldás ezen cél elérése érdekében valamilyen nagy nyomású forrásból (pl. kompresszor utáni levegőből) történő betáplálás, melynek segítségével meg tudják valósítani a pompázis elkerülését. Ebben az esetben bár van változás a tömegáramban a betáplálás hatására, ez olyan minimális értéket képvisel, hogy számottevő hatással nem bír. Egy lehetséges megvalósítást mutat a 7. ábra, ahol a kompresszor belépőélénél történik a szabályzó áramlás bevezetése.

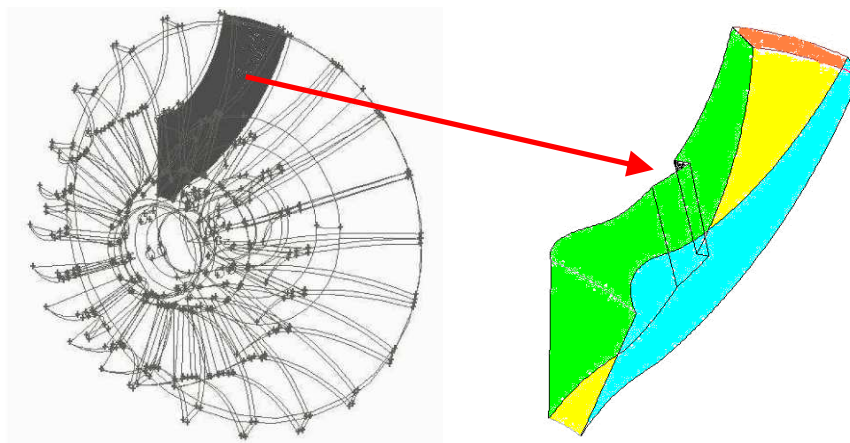


7. ábra: Levegő befúvás alkalmazása pompázis megelőzés céljából [9]

Ehhez hasonló jellegű hatás érhető el, ha az áramlási csatornát módosítjuk mechanikai úton. Az 1970-es évek végén született egy fix geometriájú megoldás, ahol egy konfúzoros szakaszt helyeztek el az alapvetően diffúzoros centrifugális lapátcsatornában, amelynek jótékony hatása volt a kis tömegáramok esetén tapasztalható viselkedésre, lévén, hogy viszonylag sokáig meg képes akadályozni a belépőél és a lapátcsatorna leválási zónáinak kombinációját, ezzel magát a pompázst. Ez továbbfejlesztve, MEMS² alapokra helyezve aktív szabályzássá alakítható át, mely a lapátterhelés módosítását végzi, így BLDC³ az elnevezése (8. ábra, [3], [4], [6]). Az eredeti modell ennek szimulálására is alkalmas volt, de túlzottan leegyszerűsített algoritmust alkalmazott, amely jelentősen rontotta a módszer hatásosságát. Tulajdonképpen közeli csatolt ellenállásként kerültek a MEMS lapok számításra, amely módszer már az 1970-es években is kedvelt módszer volt az instabilitások csökkentésére [7], de egyszerűségük révén viszonylag sokáig elterjedten alkalmazták [17].

² MEMS: Mikro-Elektro-Mechanikai Rendszer (System)

³ BLDC: Blade Load Distribution Control – Lapátterhelés Eloszlásának Szabályozása



8. ábra: MEMS alapon működő áramlási csatorna módosítás

A MATEMATIKAI MODELL FELÉPÍTÉSE

Bevezető gondolatok

A modell egy adott objektum valamilyen célból létrehozott egyszerűsített képe. A matematikai modell a valós világ egy meghatározott problémáját egy vele ekvivalens matematikai feladattá alakítjuk át, amely megoldását követően az eredmények értelmezésével következtetéseket tudunk levonni az adott problémát illetően [11].

A centrifugális kompresszor esetében a matematikai modell a kompresszor által létrehozott nyomásviszonyt, vagy ezzel egyenértékű, a felhasználó rendszer szempontjából értékes energiabevitelt állít szembe a gépegyesén átáramló közeg mennyiségével, azaz a tömegárammal. Ezen jelleggörbék számíthatóak a kompresszor geometriai kialakításából, így tapasztalati tényezők segítségével felépíthető mérések nélkül is a karakterisztika, illetve ez alapján a matematikai modell is elkészíthető. Azonban hosszú távon nem érdemes a geometria alapulvételével operálni, mivel a mai számító kapacitás mellett is jelentős időráfordítást igényel. Célszerű a hasonlóságelmélet segítségével olyan közelítő, a valós karakterisztikával összhangba hozott összefüggések használata, melyek a lehető legkisebb ráfordítást teszik szükségessé. Ez a modell validálása, azaz mérési eredményekkel történő összevetése és finomítása után lesz majd lehetséges.

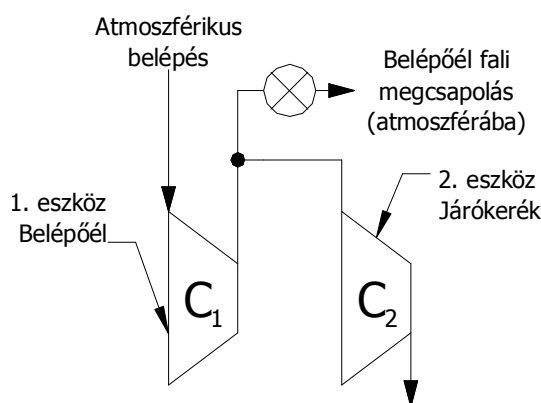
A modell jellemzői

Hagyományos kompresszor modellek esetében, melyek a geometria alapján építik fel a gépegyes jelleggörbéit ([10]), a kompresszor be- és kilépő keresztmetszetei közötti átmenet minőségével nem foglalkoznak, ahogyan ez az Euler-féle turbinaegyenlet technikai munkára felírt formájából is következik:

$$W_t = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1 \quad (4)$$

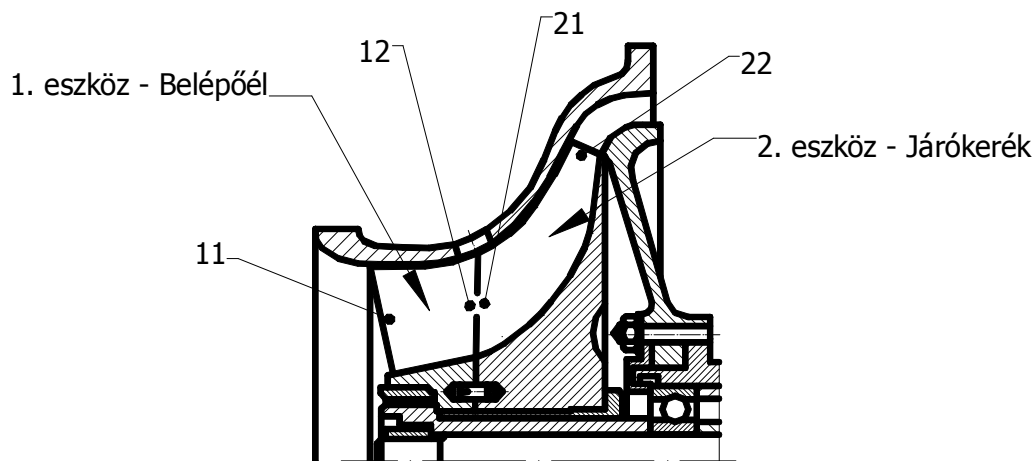
ahol u a kerületi sebesség nagysága, c_u az abszolút áramlási sebesség tangenciális vetületének nagysága, 1 a belépő, 2 a kilépő keresztmetszetbeli paraméterre utal az alsó indexben. Jól látható tehát, hogy egy olyan megoldás, amely a belépőélet követő szakaszán helyezkedik el az áramlási csatornának, nem lehet ilyen egyszerű megközelítéssel modellezni.

Ez az alapösszefüggés azonban használhatóvá válik, amint a kompresszort, mint a pompáz-szabályzó eszközök keresztmetszeténél képzeletben kettébontva egy belépőél és egy lapátcsatorna együttesére bontjuk, ahol a két egység bizonyos keret-egyenletrendszer segítségével nyeri el összhangját. Ez az elrendezés a Szétválasztott Kompresszor Modell elnevezést kapta, utalva a fizikailag egységes szerkezet a cél elérése érdekében elvben történő szeparálását. A megértés érdekében tekintsük a modell elvi vázlatát (lásd 9. ábra).



9. ábra: A szétválasztott kompresszor modell

Amint az látható, tulajdonképpen két kompresszorként kerül kezelésre a modellben a járókerék. Hagyományosnak tekinthető esetben, mint pl. a TKT-1 kompresszoránál is adódik, gyártástechnológiai okokból kifolyólag szerkezetileg két részből áll össze a járókerék: a görbített lapátozású belépőélből, amely az axiális abszolút belépő sebességet axiális relatív sebességgé transzformálja, mely során a járókerék radiális lapátcsatornáinak irányába téríti a közeg áramlását, mely a második részt képviseli. Ez az osztás a TKT-1 esetében nagyjából egybeesik a passzív pompázsgátló furatok keresztmetszetével, másrészt a kompresszor belépőéle jó közelítéssel axiálisnak tekinthető, amint azt a 10. ábra mutatja.



10. ábra: A TKT-1 kompresszorának felosztása a szétválasztott modell elvén

Korszerűbb esetekben már nincs szükség ilyen szétválasztásra, a lapátozás nem választható szét egyértelműen belépőél és radiális lapátsatorna részekre, és egyáltalán nem biztos, hogy a belépőélnek önkényesen felvett szakasz jó közelítéssel axiális jellegű. A Repülőgépek és Hajók Tanszék laborjában rendelkezésre álló másik, mérettartományát tekintve a TKT-1 kompresszorával nagyjából megegyező, de villanymotorral hajtott eszköz is, amely szintén belekerült a modellbe, s a rajta végzett előzetes mérések segítségével egy univerzális számító algoritmus került kidolgozásra. Ennek a kompresszornak a járókereke látható a 11. ábraán.



11. ábra: A Ganz kompresszor járókereke felülnézetben

Az első modell, ami 2008-as év során megalkotásra került ([6]), még tehát olyan elhanyagolásokkal élt, amelyek nagyban befolyásolják az általánosítás lehetőségeit. Ennek érdekében volt szükség tehát a

továbbfejlesztésre, melynek során a Ganz által gyártott, TKT-1 kompresszoránál fejlettebb gyártástechnológiával rendelkező centrifugális járókereket is felhasználtam. Az összehasonlíthatóság kedvéért az 1. táblázat tartalmazza a két kompresszor főbb jellemzőit.

Kompresszor típus	TKT-1	Ganz
Belépő középátmérő [mm]	76	75
Belépő lapátmagasság [mm]	35	40
Belépő lapátszög a középátmérőn [°]	35	37,5
Lapátszám [-]	20	16
Középátmérő a fali megcsapolás keresztmetszetében [mm]	80	100
Lapátmagasság a fali megcsapolás keresztmetszetében [mm]	30	25
Lapátszög a fali megcsapolás keresztmetszetében [°]	90	75
Kilépő átmérő [mm]	175	192,5
Kilépő lapátmagasság [mm]	9	10
Kilépő lapátszög [°]	90	90
Meghajtás típusa	Saját turbina	Szabályozható villanymotor
Névleges fordulatszám	50500	~18000

1. táblázat: A modell megalkotásában használt két alapvető kompresszor fő jellemzői

A modellt alkotó egyenletrendszer

Az egyenletrendszer felépítése hagyományosnak mondható a tekintetben, hogy a járókerékben végbemenő energia-átalakulást az Euler-féle turbinaegyenletre alapozva számítja, figyelembe véve tapasztalati képletek nyomán a különböző veszteségeket, melyek a következők:

- súrlódási veszteség az áramlási csatornában. Itt a pontos számítások érdekében a következő feltételekre kell figyelni:
 - az áramlási csatorna egyrészt nem kör keresztmetszetű, amire a képleteket eredetileg meghatározták, így a hidraulikai sugárral kell számolni, viszont ez a lapátcsatorna alakjából kifolyólag a húr hossz mentén folyamatosan változik.
 - a vizsgált kompresszorok járókerekei félig nyitottak, azaz az áramlási csatorna három oldalán (két lapát és az agy felől) a relatív áramlás fog érvényesülni, míg a negyediken, a külső fallal az abszolút sebesség lesz határos. Így tehát a hagyományos számítást szét kell bontani, majd a felületek arányában súlyozni kell a relatív és az abszolút áramlási sebességgel számított súrlódási veszteséget. Figyelembe véve a lapátmagasság és a lapátok közti távolságok arányát, ez a súly (a felületek aránya) közelítőleg $S_{A/R} = 1/3 \div 1/4$ a relatív sebesség javára, azaz a

relatív sebesség által „nedvesített” felület közel 3-4-szer akkora, mint az abszolút sebessége.

$$\Delta p_{\text{súrl}} = S_{A/R} \cdot \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{c_1^2}{2} + (1 - S_{A/R}) \cdot \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{w_1^2}{2} \quad (5)$$

ahol:

- λ a súrlódási tényező
 - L az áramlási csatorna hossza
 - D az áramlási csatorna hidraulikai átmérője
 - ρ a közeg sűrűsége a belépésnél
- a súrlódási veszteséghez hasonló módon számítható az áramlási csatorna görbültségéből származó ívbeli ellenállás. Itt ζ_{iv} az ívbeli ellenállás dimenziótlan értéke.

$$\Delta p_{iv} = \zeta_{iv} \cdot \rho \cdot \frac{w_1^2}{2} \quad (6)$$

- az ütközési veszteség, mely a méretezési üzemállapottól eltérő tömegáram esetén jön létre a sebességi háromszög deformációja révén, melynek következtében a lapátok belépőélén kialakuló kedvezőtlen állásszög miatt leválások keletkeznek, s ezek további veszteségeket okoznak. Az irodalomban fellelhető tapasztalati képlet hasonló az ívbeli ellenállás (2) képletéhez, azonban a $\zeta_{\text{ütk}}$ figyelembe kell vegye azt a körülményt, hogy az ütközés nem azonos veszteségeket okoz a méretezési tömegáram alatt és felett. Ismert az a tény, hogy csökkenő tömegáram esetében a lapátozás szívott oldala kerül leválásba, itt pedig erőteljes veszteségek jönnek létre amiatt, mert az áramlásra nem hat olyan erő, mely a lapát kontúrja által biztosított határra ismételten visszakényszeríteni, vagyis kiterjedt leválási zóna keletkezik. A nyomott oldalon a méretezésinél nagyobb tömegáram esetében kialakuló leválás az előbbinél jóval enyhébb, mert itt van az áramlást a falhoz visszakényszerítő hatás. Ezt mutatja a 12. ábra. Az ütközési veszteséget leíró egyenlet tehát:

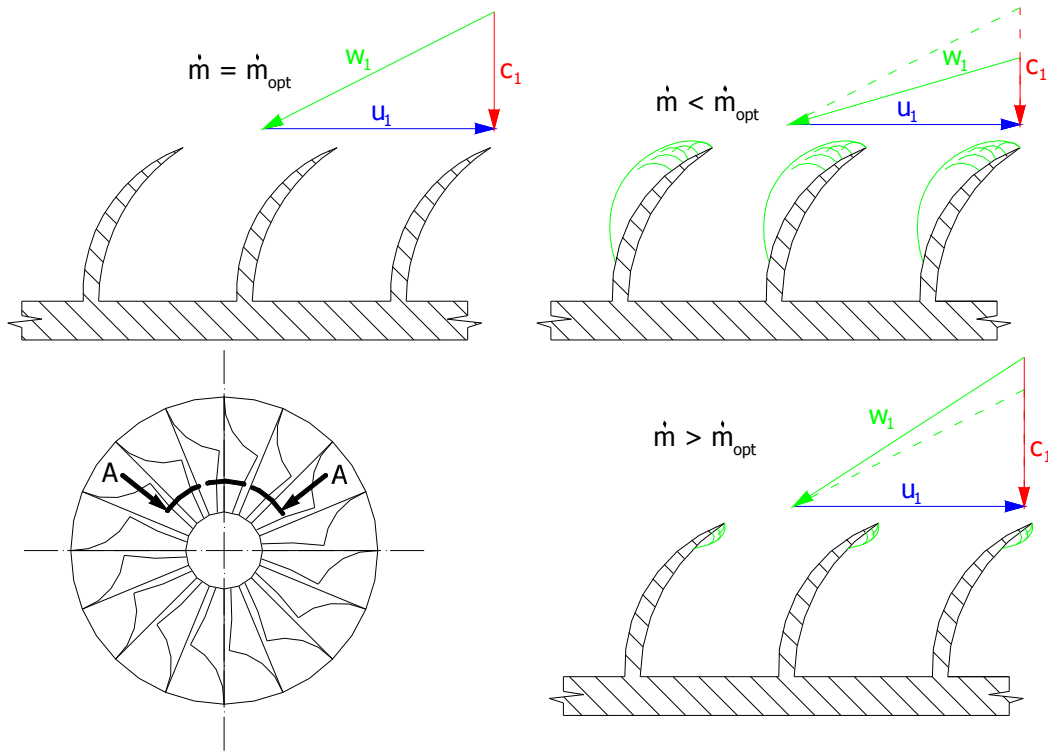
$$\Delta p_{\text{ütk}} = \zeta \cdot \cos^2 \delta \cdot \rho \cdot \frac{w_1^2}{2} \quad (7)$$

ahol:

- ζ tapasztalati tényező, melynek értéke:

$$\zeta = \begin{cases} 0,6 \div 0,9 & \text{ha } \dot{m} > \dot{m}_{\text{opt}} \\ 6 \div 12 & \text{ha } \dot{m} < \dot{m}_{\text{opt}} \end{cases} \quad (8)$$

- δ a geometriai (lapát-) szög és az áramlási szög különbsége



12. ábra: Az ütközési veszteség szemléltetése az optimálisnál kisebb, illetve nagyobb tömegáramokkal

A modelt összefogó keret-egyenletrendszer a következőképpen alakul. Először is meg kell teremteni az összefüggéseket az 12 és 21 keresztmetszetek között. Ennek első lépéseként jó közelítéssel feltételezhetjük, hogy a torlóponthoz tartozó nyomás állandó marad pompázsgátló keresztmetszetben, tehát ami a belépőél részéről kimenő nyomás és hőmérséklet (p_{12} és T_{12}) az a járókerék számára a belépővel (p_{21} és T_{21}) lesz egyenlő:

$$p_{12}^* = p_{21}^* \quad (9)$$

$$T_{12}^* = T_{21}^* \quad (10)$$

A közeg mennyisége azonban nem lesz szükségszerűen azonos, ami a pompázsgátló eszköz hatásának tudható be, hiszen ha valamilyen zérustól eltérő nyitottsággal rendelkezik, akkor ott kiáramlás kezdődik meg, feltéve, hogy a kompresszor azon keresztmetszetében az atmoszférikusnál nagyobb nyomás uralkodik. Elképzelhető ugyanis olyan körülmény is, amikor a belső nyomás esetleg alacsonyabb (a fokozott veszteségek hatására, lásd [14]), s ekkor beáramlás jön létre. Az eredeti modell ([6]) legnagyobb hibája az volt, hogy ezt a beáramlást nem tudta kezelni, jelen állapotában ez a képesség is rendelkezésre áll már, s így módon is jobban közelít a modell a valósághoz. Természetesen azonban itt még szükséges a modell ellenőrzése, melyre a közeljövőben sor fog kerülni. A létrejövő tömegáram a következő egyszerű képlettel számítható:

$$\dot{m}_{PG} = \gamma_{PG} \cdot \text{sgn}(p_{12} - p_0) \cdot \alpha_{PG} \cdot A_{PG} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{12} \cdot |p_{12} - p_0|} \quad (11)$$

ahol:

- γ_{PG} a pompázsgátló furatok nyitottsága

$$\gamma_{PG} = \frac{A_{PGakt}}{A_{PGmax}} \quad (12)$$

- A_{PG} a pompázsgátló furatok teljes kiáramló keresztmetszete
- α_{PG} a pompázsgátló furatokra jellemző kontrakciós tényező
- p_0 a környezeti nyomás

Amint látható, az előjelfüggvény használatával képes a modell megállapítani azt, hogy a pompázsgátló furatokon keresztül milyen irányítottágú tömegáram jön létre.

A modell további előrelépése az előző változathoz képest, hogy fordított megközelítést alkalmaz a kompresszor aktuális munkapontjának meghatározásában. Ez a jelenlegi verzióban a következő lépéseket tartalmazza:

- először számítást végez a program zérus γ_{PG} nyitottság mellett, hiszen alapvetően az így kialakuló tömegáram fog a domináns hosszal rendelkező járókerék lapátcsatornában áramlani, tehát a veszteségek kialakításában döntő szerepe van.
- meghatározza a program az aktuális nyitottság esetén létrejövő legnagyobb tömegáramot, és azt előjelhelyesen hozzáadja a zérus nyitottsággal kapott belépőél tömegáramhoz, és ezzel végez egy számítást. Ennek eredményeképpen (feltételezve a gyakoribb esetet, melyben kiáramlás történik, azaz effektív hozzáadás történik) a karakterisztikán a belépőél feltételezhetően a kisebb nyomásviszonyok irányába mozdul, és ez befolyásolni fogja az egész egység kilépő jellemzőit. Vélhetően a nyomáscsökkenés hatására a kiáramló tömegáram is módosulni fog, így tehát a program ezt a lépést szükség szerint iterálja.
- Az összehasonlíthatóság kedvéért szükség van természetesen arra is, hogy a maximálisan igénybe vehető belépőél fali megcsapolás keresztmetszet (teljesen nyitott furatok) hogyan viszonyul a pompázsgátló furatokban mérhető lapátcsatorna keresztmetszetéhez:

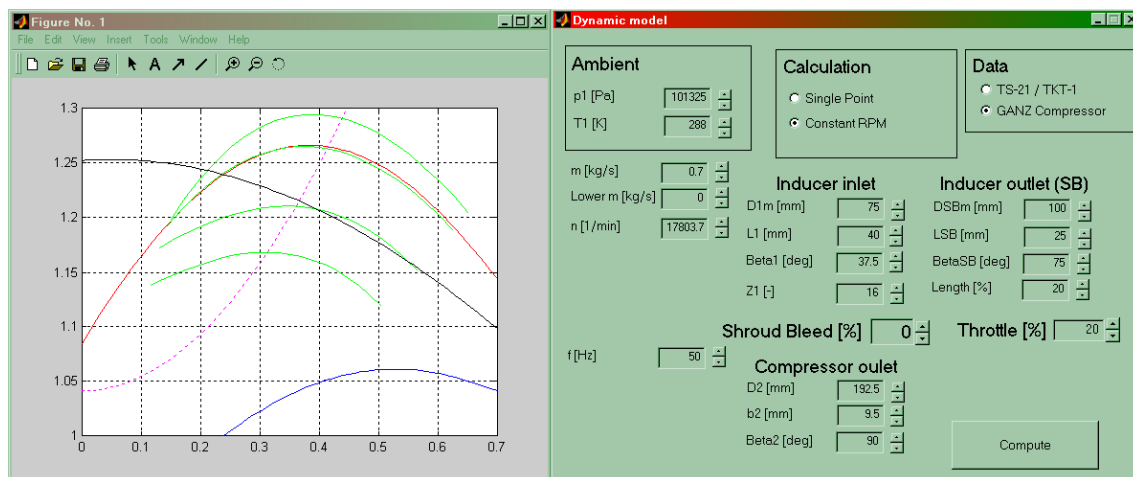
$$\frac{A_{PG}}{A_1} = \frac{z_{PG} \cdot D_{PG}^2 \cdot \pi / 4}{D_{1m} \cdot \pi \cdot l_1} = \frac{18 \cdot (8\text{mm})^2 \cdot \pi / 4}{76\text{mm} \cdot \pi \cdot 31,5\text{mm}} = \frac{904,78\text{mm}^2}{7520,97\text{mm}^2} = 12,03\% \quad (13)$$

Itt A_1 a kompresszor belépő keresztmetszete, mely a D_{1m} középtátmérő és l_1 lapátmagasság ismeretében számolható, valamint z_{PG} a pompázsgátló furatok száma, D_{PG} pedig egy pompázsgátló furat átmérője.

A modell megvalósítása

A modell MATLAB programozói környezetben került kidolgozásra, mely egyrésztől rendelkezik a

gyors programfejlesztés alapvető eszközeivel (GUIDE⁴), másrészt pedig ütőképes matematikai apparátust is tartalmaz. Ez utóbbi a matematikai modell szempontjából kihasznált görbeillesztési, megjelenítési funkciókat nagymértékben meggyorsítja, illetve megírásuk nem a modellt fejlesztő személyre hárul, hanem ezek már készen kerülnek felhasználásra. A program egy tipikus képernyőképét mutatja a 13. ábra.



13. ábra: A MATLAB karakterisztika számoló program képernyőképe

A MÉRŐRENDSZEREK

A matematikai modell validálásához szükséges méréseket is elvégezni, melyek alátámaszthatják az elmélet helyességét, illetve az eltérések alapján rámutathatnak gyenge pontjaira, a további fejlesztéseknek irányt adva. Ezért mindkét kompresszor esetében nagyon fontos volt a mérő- és adatgyűjtő rendszer létrehozása.

A TKT-1 kapcsán a mérőrendszer már kezdetektől fogva korszerű elvek alapján készült ([5]), de a Ganz kompresszorhoz nem tartozott ilyen jellegű berendezés. A TKT-1-el nyert tapasztalatok alapján tulajdonképpen annak régi nyomásmérő modulja ([18]) lett a Ganz kompresszor igényeinek megfelelően átalakítva, míg a TKT-1-hez új, a moduláris szabályzórendszerbe integrált egység készült [2].

A Ganz kompresszor mérőrendszere a TKT-1-hez hasonlóan a korszerű grafikus programozási nyelv, a LabVIEW segítségével készült. Ez a program kommunikál az A/D átalakító egységgel, mely ebben az esetben egy Hottinger-Baldwin Messtechnik által gyártott Spider8 típusú többcsatornás, szimultán mintavételezésre alkalmas berendezés, mely RS-232 szabvány szerinti soros vonalon keresztül kommunikál a programot futtató számítógéppel. A Spider8 egyszerre nyolc csatornán képes egyidejű mintavételezésre, egészen 9600 minta/csatorna/másodperces értékig, belső időzítővel

⁴ GUIDE – Graphical User Interface Development Environment – a MATLAB grafikus felhasználói felület tervező modulja

garantálva a mintavételek valódi egyidejűségét, mindezt 16 bites felbontásban, azaz a $\pm 10\text{V}$ -os méréstartomány használata mellett a legkisebb detektálható feszültségváltozás $0,3052\text{mV}$. Ennek az alkalmazott mérőeszközökre, a mérés pontosságára gyakorolt hatását a 2. táblázat mutatja be. A Spider8 rendszer pontossági osztálya 0.1, ami annyit jelent, hogy a legnagyobb hiba a méréstartomány 1 ezreléke lehet, azaz jelen esetben $\pm 10\text{mV}$. Ez tulajdonképpen 65 LSB^5 -nek felel meg.

Nyomásmérő	Mérési tartomány [kPa]	Alkalmazás	Érzékenység [mV/kPa]	Érzékenység [Pa/LSB]	Pontosság [Pa]	Pontosság [%]
MPX5050DP	0 – 50	p_2	90	3,391	$\pm 220,42$	$\pm 0,441$
MPX5010DP	0 – 10	$\Delta p_m, p_1$	450	0,678	$\pm 44,07$	$\pm 0,441$
MPXV7002DP	-2 – +2	p_{PG}	1000	0,3052	$\pm 19,84$	$\pm 0,992$
MPX4115A	15 – 115	p_0	46	6,635	$\pm 431,28$	$\pm 0,431$

2. táblázat: Az alkalmazott nyomásmérők pontossága digitalizálás után

Az alkalmazott érzékelők mindegyike Freescale (volt Motorola) gyártmány, melyek piezorezisztív elven működnek. Mindegyikük az alap érzékelő membránra MEMS technológiával felvitt ellenállás-hídon kívül saját hőmérsékleti kompenzációt, valamint erősítést megvalósító áramköröket is tartalmaz. Ennek köszönhetően külső erősítésre nincs szükség, mert mindegyik eszköz 0 – 5V tartományba eső jeleket generál. A Spider8 ezeket a feszültségértékeket továbbítja az adatfeldolgozó számítógépnek.

Emellett rögzítésre kerül egy J típusú (vas/konstantán) hőelem segítségével a T_2 kompresszor utáni hőmérséklet, melyet szintén a Spider8 digitalizál egy 100mV méréstartományú csatornáján, ezzel $\pm 1^\circ\text{C}$ pontossággal lehetséges a hőmérséklet mérése, a felbontás $0,1^\circ\text{C}$. A hőelemmel történő mérés azonban csak hidegponti kompenzációval teljes, tekintettel arra a tényre, hogy a hőelem csak hőmérséklet-különbség mérésére alkalmas eszköz. A hidegponti kompenzációt maga a Spider8 valósítja meg, és ellentétben a nyomásérzékelők jeleivel, itt $^\circ\text{C}$ -ban mért értéként kerül továbbításra a mért érték, azaz a konverziót már a Spider8 elvégzi.

A fordulatszám mérése jelenleg kézi fordulatszám-mérő segítségével és a kompresszort meghajtó villanymotor vezérlésére szolgáló változtatható frekvenciájú feszültségváltó által szolgáltatott frekvenciaérték kézi rögzítéséből adódik. A motor és a kompresszor között fix 6,1-es fogaskerékes áttétel található. Történt kalibráló mérés, melynek során megállapításra került, hogy a kompresszort hajtó aszinkron villanymotor fordulatszáma és a tápfeszültség frekvenciája között milyen összefüggés áll fenn, ez lényegében teljesen egyenes arányosságot adott eredményül, melyben tapasztalat szerint a fordulatszám arányossági tényezője:

$$k_f = \frac{n_{\text{mot}}}{f_{\text{táp}}} = 58,373 \frac{\text{ford/perc}}{\text{Hz}} \quad (14)$$

⁵ LSB – Least Significant Bit – Legkisebb helyiértékű bit

Tervbe lett véve egy optikai fordulatszám-érzékelő létrehozása, mely a motor tengelycsónkján elhelyezett furatos tárcsa két oldalán elhelyezett optoelektronikából állna, s a furatokon keresztül a fénysugár szaggatásának frekvenciájából lehetne a motor fordulatszámára következtetni. A Spider8 ugyanis tartalmaz digitális (négyszögjel) számláló áramkört, mely egyszerű továbbfejlesztést kínál.



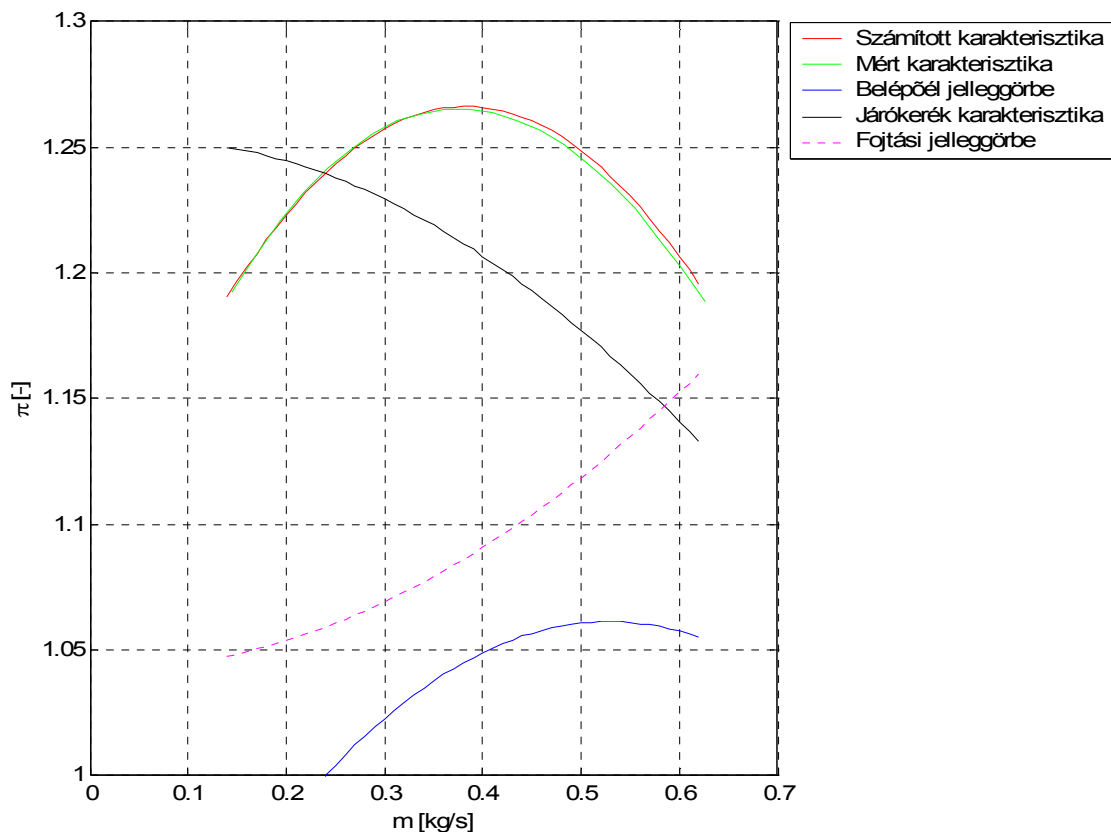
14. ábra: A Ganz kompresszor mérőrendszere

AZ ELÉRT EREDMÉNYEK

Amint látható, a centrifugális kompresszorok aktív pompázs-szabályzó rendszereinek terén a megalkotott és pontosított modell lehetőséget biztosít, hogy újfajta aktív rendszert vonjunk vizsgálat alá, melyek a modell tanúsága szerint jelentős előrelépést jelenthetnek az instabil üzemmódok hatékony kezelése terén.

A program képes tehát számítani különállóan a belépőél és a lapátcsatorna további részeinek működését, ennek következtében lehetséges egyszerűen figyelembe venni a belépőél fali megcsapoláson keresztül távozó, vagy esetleg ott belépő tömegáram hatását. A modellt számító program automatikusan diagramban ábrázolja az egyes görbéket, melyek megfigyelhetők a 15. ábrán. Látható a kék folytonos görbe, amely a belépőél karakterisztikája, a folytonos fekete vonal pedig a járókerék jelleggörbéje. A piros folytonos vonal mutatja a kettő szorzataként a kompresszor teljes (kimenő) jelleggörbéjét. Az ez alatt meghúzódó zöld görbe pedig a mérési adatokra illesztett harmadfokú polinom, melynek célja, az előzetes mérési eredményekkel való összehasonlíthatóság. Ezen kívül szaggatott lila vonal mutatja a beállított fojtás karakterisztikáját (felhasználó rendszer). Ebből lehet a későbbiekben a szabályzás alapját megvalósítani, melyben megvizsgálásra kerül a

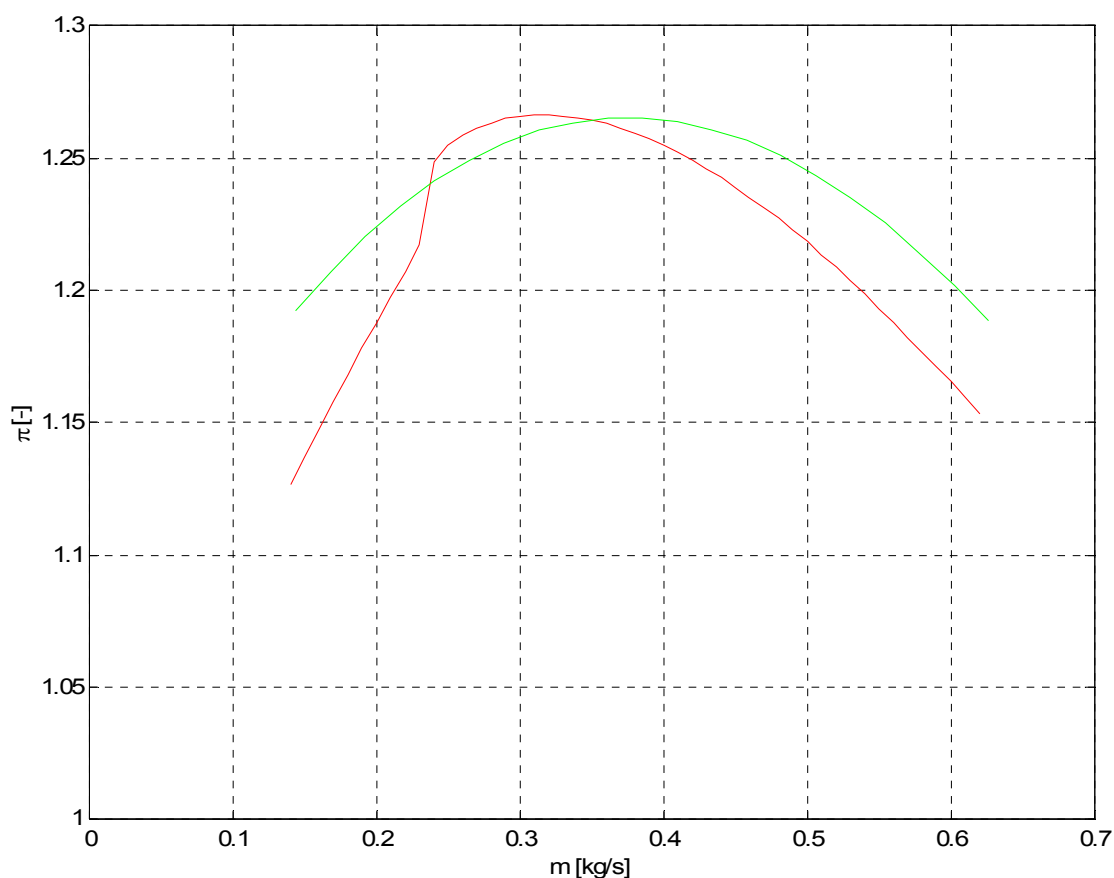
jelleggörbe meredeksége a metszési pontban, és amennyiben pozitív értéket képvisel, azaz a kis tömegáramú tartományban van, akkor a pompázs-szabályzás működésbe léphet [4].



15. ábra: A modell által szolgáltatott jelleggörbék

A modellel lefuttatott számítások során fény derült arra, hogy a kompresszor jelleggörbe a pompázsgátló furatok nyitásának következtében a kisebb tömegáramok irányába mozdul el, viszont ez a hatás kisebbnek mutatkozik, mint a modell előző változataiban tapasztalható volt, de ennek oka a korábbi verziók pontatlanságában keresendő, amint a modellt leíró fejezetben említésre is került. Ennek a csökkenésnek ellenére is jelentősnek mondható befolyással bír a belépőél fali megcsapolás a kompresszor karakterisztikájára. A 16. ábra bemutatja a jelleggörbe mért eredeti (zöld görbe) és számított megcsapolós (piros görbe) alakját. A piros görbében található törés a modell szerint számított belépőél utáni nyomás atmoszférikus alá csökkenését mutatja a túl alacsony tömegáramok mellett. Ekkor is olyan mértékű veszteségek keletkeznek a lapátsatornába történő ütközéses belépés során, amelyek a belépőél szakaszán végbemenő kompresszió ellenére is a környezetinél alacsonyabb nyomást hoznak létre. Ezáltal a pompázsgátló rendszer által elérni kívánt kiáramlás (azaz a belépőélen legyen nagyobb tömegáram, mint a lapátsatorna további szakaszán) nem valósítható meg, a pompázsgátló furatokon beáramlás jön létre. Az egy további vizsgálat tárgyát képezheti, hogy a [14]-ban leírtak szerint a pompázs létrejöttét befolyásoló lapátsatornabeli leválások a beáramlás hatására csökkennek-e, mert ebben az esetben bár a belépőél kedvezőtlenebb körülmények között kénytelen

üzemelni, de a lapátsatornába bejutó többlet közegmennyiség késleltetheti a pompázs kialakulását.

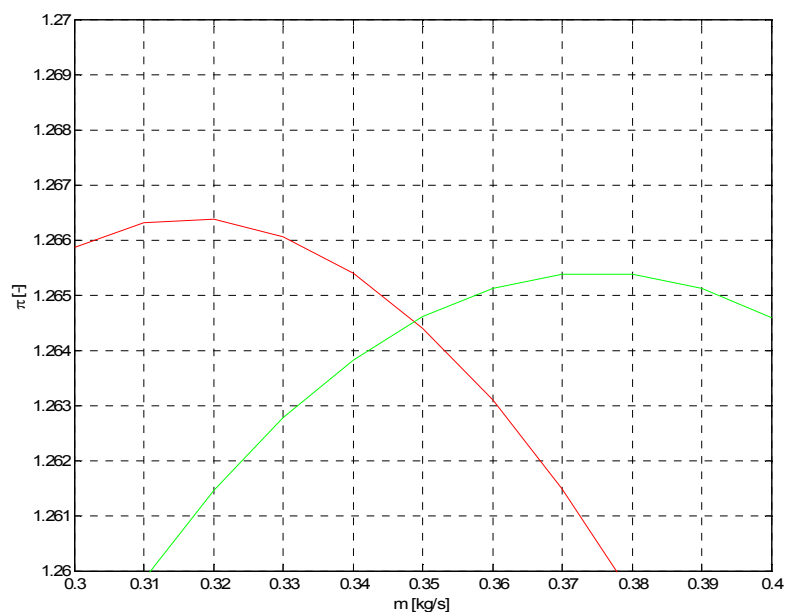


16. ábra: A Ganz kompresszor karakterisztikája maximális belépőél fali megcsapolás mellett, 17800 ford/perc névleges fordulatszámon (piros – számított, zöld – eredeti mért karakterisztika)

Míg az eredeti modell szerint a belépőél fali megcsapolás közel 22%-os csökkenést idézett elő a pompázhatárnak megfeleltethető maximális nyomásviszony pontjához tartozó tömegáramban, addig a módosított számítások szerint már csak 15,8%-os csökkenés tapasztalható:

$$\Delta \dot{m}_{\text{opt}} = \frac{\dot{m}_{\text{opt-PG}} - \dot{m}_{\text{opt}}}{\dot{m}_{\text{opt}}} = \frac{0,32 \text{ kg/s} - 0,38 \text{ kg/s}}{0,38 \text{ kg/s}} = \frac{0,06 \text{ kg/s}}{0,38 \text{ kg/s}} = 15,78\% \quad (15)$$

Ez betudható a pontosított modellnek, viszont még így is kellően nagynak tekinthető a változás, amely a módszer létjogosultságát támasztja alá. A 17. ábrán látható az új számítás eredménye nagyítva.



17. ábra: A Ganz kompresszor számított karakterisztikája maximális belépőél fali megcsapolás mellett (piros) és mért jelleggörbéje (zöld) névleges 17800 ford/perc értéknél

TOVÁBBFEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK

A modell jelen állapotában már nagy előrelépést jelent a korábbi változatokhoz képest, azonban ez természetesen nem azt jelenti, hogy a továbbfejlesztése ne lenne lehetséges, vagy nem lenne érdemes.

A közeljövő egyik legfontosabb lépése lesz a modell további finomításának folyamatában a validáló mérések elvégzése, amely a modell által szolgáltatott eredmények alátámasztását fogja szolgálni, illetve, ha valahol eltérés tapasztalható, azok korrigálására is lehetőséget fog nyújtani.

A modell továbbfejlesztése a validáló mérések elvégzése után mutatkozik célszerűnek, hiszen egy mérések alapján pontosított algoritmus által számított értékek már konvertálhatóak dimenziótlan formába, amely a modell általánosítását teszi lehetővé, és összevethetőségét más szerzők által bemutatott jelleggörbékkel (pl. [12]). Ezt követően lehetőség nyílik egy gyors eljárás megvalósítására, amely már nem a geometria alapján végzi a számítást, hanem a dimenziótlan mennyiségek és hasonlósági összefüggések alapján, és ezáltal alkalmas lesz a folyamat dinamikus modellezésére, azaz időtartománybeli szimulációjára. Ez természetesen további vizsgálatokat fog igényelni a beavatkozó szervek dinamikai viselkedését illetően, amely egy komplex, az egész rendszerre kiterjedő modell megalkotását teszi lehetővé. Jelen pillanatban a számító algoritmus még csak a kompresszor jelleggörbéit számítja, jelzésképpen feltüntetve a karakterisztikán a felhasználó rendszer fojtási görbáját, de az egymásra gyakorolt hatást még nem vizsgálja, mely szintén egy későbbi fejlesztés része lesz.

A mérőrendszer továbbfejlesztése alapvetően a fordulatszám-érzékelő terén hordoz jelentős lehetőségeket, mely megkönnyítené a későbbi mérések automatizálását, ezen kívül, összekapcsolva a

karakterisztikát számító programmal azonnali adaptáció, paraméter-identifikáció is megvalósítható lenne.

Egy további fontos előrelépés lehet a rendszer egészének modellezése terén, ha egy, a kompresszortól távol elhelyezett fojtószelepet is beiktatunk, amellyel jelentős tároló térfogat alakul ki (v. ö. 3. ábra). Így a rendszer olyan lengésképekkel is felruházható, amelyek akár mély pompázst is képesek előidézni, és ezáltal kibővíthető a szimulálható instabil üzemmódok tárháza.

Szintén érdekes továbbfejlesztési pontja a modellnek, hogy képes legyen a lapáatterhelés hűrmenti eloszlását befolyásoló eszközök hatásának számítására, ezáltal a BLDC eszközök szimulálására. Ez azért lehet fontos, mivel egy tudományos diákköri konferenciára készült dolgozatban ([19]) előzetes CFD vizsgálatok kerültek kivitelezésre, amelyek igazolták, hogy a BLDC eszközök képesek a pompázs kialakulásának késleltetésére. Bár az első modellnek ([6]) volt ilyen irányú lehetősége, az a terhelés-eloszlás olyan mértékben egyszerűsített leírását tartalmazta, hogy nem lehetett reális képet alkotni a módszer hatásosságáról.

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] BARTON, M. T., MANSOUR, M. L., LIU, J. S., PALMER, D. L.: Numerical Optimization of a Vaned Shroud Design for Increased Operability Margin in Modern Centrifugal Compressors. ASME Journal of Turbomachinery, October 2006, Vol. 128, pp. 627–631.
- [2] BENEDA Károly: A TKT-1 sugárhajtómű fejlesztése és alkalmazása a BME repülőgépes képzésében. Repüléstudományi Konferencia, Szolnok, 2010.
- [3] BENEDA Károly: Investigation of Active Compressor Surge Control Devices. Mathematical Analysis and Applications in Engineering, Aerospace and Sciences. Cambridge Scientific Publishers, 2010. (megjelenés alatt)
- [4] BENEDA Károly: Dinamikus matematikai modell centrifugálkompresszorok aktív pompázs-szabályzó rendszereinek vizsgálatára. Repüléstudományi Napok 2008.
- [5] BENEDA Károly: Teljes hatáskörű digitális gázturbina szabályzás (FADEC) fejlesztése kisméretű sugárhajtóműves berendezéshez. Repüléstudományi Konferencia, Szolnok, 2009.
- [6] BENEDA Károly, NAGY András: Investigation of Compressor Surge Control Using Nonlinear Mathematical Model and Realizing by MEMS Technology. ICNPAA 2008.
- [7] DEAN, Robert C., TRAMM, P. C.: Centrifugal compressor and pump stability, stall and surge. ASME, New York, 1976.
- [8] CUMPSTY, N.A.: Compressor Aerodynamics. Longman, 1989.
- [9] FLOWCS WILLIAMS, J. E., HARPER, M. F. L., ALLWRIGHT, D. J.: Active Stabilization of Compressor Instability and Surge in a Working Engine. ASME Journal of Turbomachinery, January 1993, Vol. 115, pp. 68–75.
- [10] FÖZŐ László: Využitie matematického modelu rovnovážneho a nerovnovážneho chodu motora MPM20 pri návrhu algoritmu riadenia v každom čase. PhD értekezés, Kassai Műszaki Egyetem, 2008.
- [11] HANGOS, K. M., PERKINS, J. D.: Process Modelling and Model Analysis. Academic Press, NY, London, 2001.
- [12] HÓS Csaba, CHAMPNEYS, Alan, KULLMANN László: Bifurcation Analysis of Surge and Rotating Stall in the Moore-Greitzer Compression System. IMA Journal of Applied Mathematics, April 2003, Vol. 68. pp. 205–228.
- [13] HUNZIKER, R. – GYARMATI, G.: The Operational Stability of a Centrifugal Compressor and Its Dependence on the Characteristics of the Subcomponents. ASME Journal of Turbomachinery, April 1994, Vol. 116, pp. 250–259.
- [14] JAPIKSE, David: Centrifugal Compressor Design and Performance. Concepts ETI, Wilder, USA, 1996.
- [15] MORINI, M., PINELLI, M., VENTURINI, M.: Development of a One-Dimensional Modular Dynamic Model for the Simulation of Surge in Compression Systems. ASME Journal of Turbomachinery, July 2007, Vol. 129, pp. 437–447.
- [16] PÁLFI János: Az RD-33 típusú hajtómű indítási folyamatának és forgórészének alapgáz fordulatszámra történő felgyorsításának elemzése. Diplomaterv, BME, 2004.
- [17] PINSLEY, J. E., GUENETTE, G. R., EPSTEIN, A. H., GREITZER, E. M.: Active Stabilization of a Centrifugal Compressor Surge.
- [18] SÁNTA Imre – BENEDA Károly: Kisméretű gázturbinás sugárhajtóműves kísérleti berendezés és matematikai modellje. GÉP, Budapest, 2007.
- [19] ZIPSZER Gábor: Aktív pompázs-szabályzó rendszer áramlástanai vizsgálata CFD segítségével. Tudományos Diákköri Konferencia, BME Közlekedésmérnöki Kar, 2008.
- [20] Gysling, D. L., Dugundji, J., Greitzer, E. M., Epstein, A. H.: Dynamic Control of Centrifugal Compressor Surge Using Tailored Structures. ASME Journal of Turbomachinery, October 1991, Vol. 113., pp. 710–722.