

Beneda Károly<sup>1</sup>

## AKTÍV BELÉPŐÉL FALI MEGCSAPOLÁS DINAMIKAI MODELLJE CENTRIFUGÁLKOMPRESSZOROK POMPÁZS-SZABÁLYOZÁSÁRA<sup>2</sup>

*Az áramlástechnikai gépek mind tökéletesebb kihasználtsága napjainkban már alapkövetelmény, legyen szó akár repülőgép-hajtóműben vagy ipari kompresszor-állomáson alkalmazott gépegységről. A széles üzemmód-tartomány, melyhez kedvező hatásfok társul, hagyományos módszerekkel már nem valósítható meg, elengedhetetlen a kis energiaigényű, kis reakcióidővel rendelkező beavatkozó rendszerek használata az instabilitások kiküszöbölésének területén is. Jelen cikk célja bemutatni a centrifugáلكompresszorok pompázs-szabályozásában a változtatható belépőél fali megcsapolásnak, mint alternatív aktív rendszernek modelljét, amely elsődlegesen a dinamikai viselkedés kérdéseire keresi a választ. E cél érdekében a MATLAB Simulink környezetben megalkotásra került a modell, melynek segítségével a rendszer optimális irányítására alkalmas LQ szabályozó megtervezése is kivitelezhetővé vált. Végül pedig fontos kiemelni, hogy a számítógépes modell ellenőrzése a Tanszék kompresszoros próbapadjának mérési adatainak felhasználásával valósult meg.*

### **DYNAMIC MODEL OF ACTIVE INDUCER SHROUD BLEED FOR CENTRIFUGAL COMPRESSOR SURGE SUPPRESSION**

*The utilization of turbomachines nowadays is constantly increasing, regardless of end equipment, such as aircraft powerplant or industrial compressor station. The wide range of operation, combined with competent efficiency, cannot be achieved using conventional methods. The need for low energy consumption, rapidly reacting actuation systems is inevitable also in the field of surge control. The goal of this paper is to introduce the model of the Variable Inducer Shroud Bleed, which can be an alternative for other active surge suppression, focusing on the dynamic behavior of the system. In order to accomplish this requirement, the model has been realized in MATLAB Simulink environment, where an LQ regulator for optimal control also has been designed. It is also important to note, that the results of the simulation have been compared to measurement data from the compressor test bench at the Department.*

## BEVEZETÉS

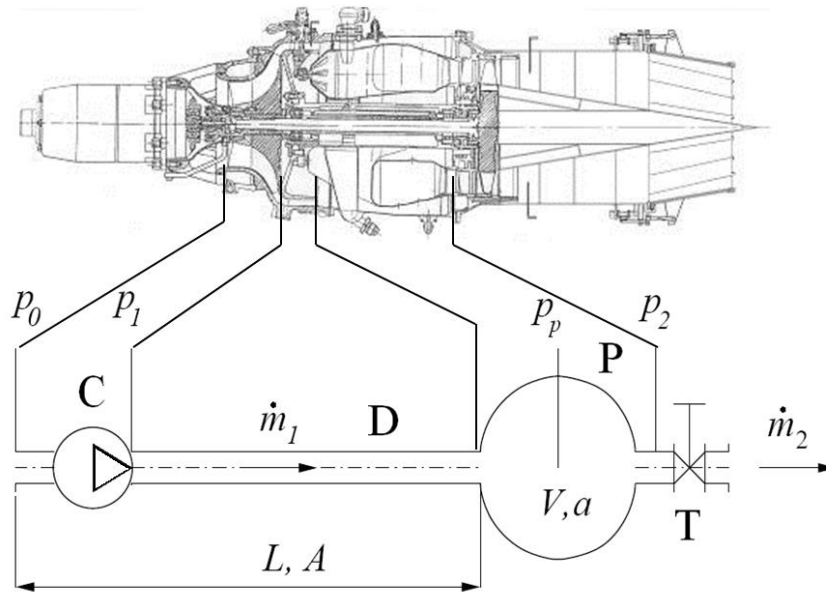
### Kompresszorok instabil üzemállapotai

Az áramlástechnikai kompresszorokban, akár centrifugális, akár axiális kialakítással rendelkeznek, a névlegesnél számottevően kisebb szállításhoz különböző instabilitások jelentkeznek, melyek a rendszer kialakításától is függenek. Ez lehet a kis amplitúdójú, nagy frekvenciás nyomáslengésként fellépő forgó leválás, amely elsődlegesen a kompresszorlapátok belépő élén a torzuló sebességi háromszög miatt létrejövő állásszög-növekedés miatt keletkezik, és mint ilyen, a kompresszor belső rendellenességének tekinthető. Emellett, a kompresszor mögött jelentős méretű tároló térfogatot elhelyezve (pl. égéstér a gázturbinás sugárhajtóművek esetén), az abban felgyülemelő nagy nyomású közeg kis frekvenciás, nagy amplitúdójú nyomás- és tömegáramlengéseket okozhat, ezt nevezzük kompresszor pompáznak, mely tehát rendszerszintű problé-

<sup>1</sup> egyetemi tanársegéd, BME Vasúti Járművek, Repülőgépek és Hajók Tanszék, beneda@rht.bme.hu

<sup>2</sup> Lektorálta: Dr. Kavas László okl. mk. alez; egyetemi docens, Nemzeti Közszolgálati Egyetem Katonai Repülő Tanszék, kavas.laszlo@uni.nke.hu

ma [14]. A pompázs különböző mértékű kialakulásában számottevő szerepet játszik a  $P$  tároló térfogat  $V_p$  nagysága, a  $C$  kompresszorhoz tartozó  $D$  csővezeték  $A_c$  és  $L_c$  méretei, valamint a  $T$  fojtószelep pillanatnyi állása (lásd 1. ábra). Fontos kiemelni, hogy a kompresszor csővezetéke nem csak a kilépő szakaszt tartalmazza, hanem annak a szívócső is része. Ennek indoklását lásd lejjebb, a matematikai modell részletezésénél. A létrejövő lengések eredményezhetnek a normál pozitív szállításra ráakadó oszcillációt, de kedvezőtlen esetben akár az áramlás pillanatnyi teljes megfordulása is létrejöhet. A rendszer geometriája egyébként a két különböző instabilitásnak kombinációit is eredményezheti. Összevetve a forgó leválást és a pompázst, az utóbbi tekinthető veszélyesebbnek, figyelembe véve jelentős energiataralmát, de természetesen mindenféle instabilitás kiküszöbölése elsődleges fontosságú.



1. ábra Tipikus kompresszor rendszer elemei

## A pompázs elleni védekezés fajtái

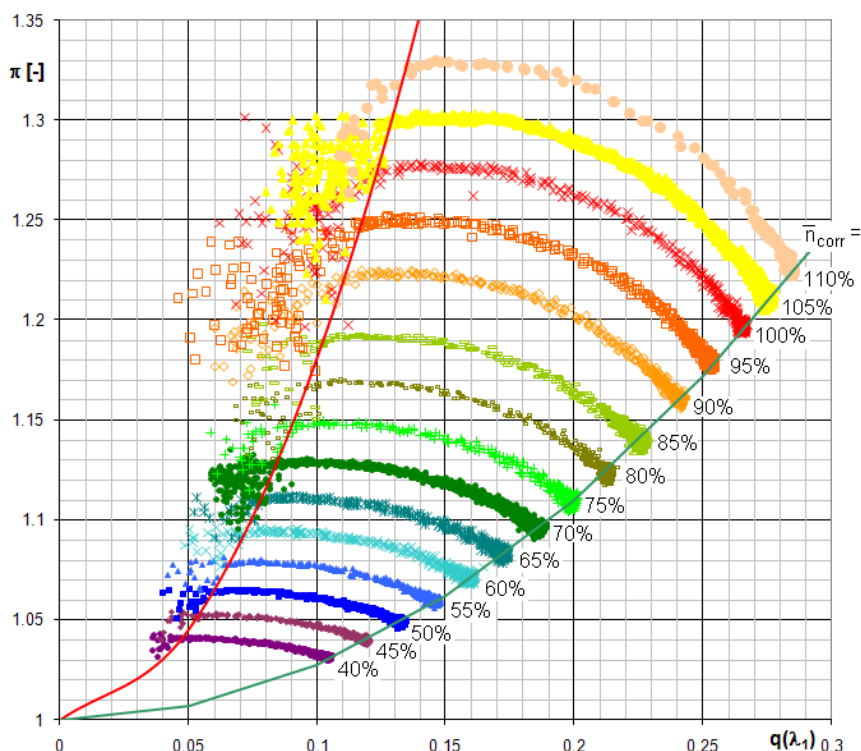
### A rendszerek csoportosítása

A pompázs kialakulása ellen végrehajtott beavatkozások alapvetően három fő csoportba sorolhatóak a visszacsatolás szempontjából. Amennyiben visszacsatolást nem alkalmazunk, úgy mindenképpen a biztonság irányába kell a tervezéskor eltérni, vagyis a legkedvezőtlenebb esetet véve számításba, a vezérlés leggyakrabban túlzott beavatkozást hoz létre, számottevően csökkentve ezáltal a rendszer hatásfokát. A fejlődés közbülső lépcsőfokaként megjelentek olyan megoldások, melyek még nem tekinthetők teljes értékű visszacsatolásnak, mert bár a pompázs kialakulását megelőző állapotot észlelik, az aktuális szituációtól független reakciót valósítanak meg. Ahogyan tovább fejlődtek az elektronikus mérő- és szabályozó eszközök, úgy alakultak ki és terjedtek el az aktív pompázs-szabályozó rendszerek, melyek az instabilitást nem csak detektálni tudják, hanem beavatkozó szerveik segítségével ezek elnyomását is lehetővé teszik, mely az éppen szükséges mértéket ölti (surge suppression) [19].

## A pompázs szabályozásának lehetőségei

Mivel az instabilitások kis szállítások esetén jönnek létre, ezért már a korai, kezdetleges rendszereknél is kézenfekvő volt olyan megoldást találni, amely a kompresszoron átáramló közeg mennyiségét növelni képes, miközben a rendszerbe továbbított mennyiség akár az aktuális pompázshatár alatti értéket képvisel. Ez levegő munkaközeg esetén atmoszférába történő átérésztést [12], más alkalmazásokban (pl. földgáz szállító állomásoknál) a kompresszor kilépésétől a bemenetre történő visszakeringetést [27] jelenhet. Ez a megoldás fokozatmentes szabályozással elégséges hatásfokot érhet el, miközben mindig megfelelő tömegáramot biztosít az instabilitások elkerülésére.

A kompresszor pompázs egyik kiváltó oka, hogy a kompresszor karakterisztika a csökkenő szállítások felé haladva lokális maximummal rendelkezik (lásd 2. ábra). Ahogy mérséklődik az áthaladó tömegáram, a karakterisztika pozitív meredekségű ágán a kompresszor egyre nagyobb nyomású közeggel tölti fel a mögötte elhelyezkedő tároló térfogatot. Amikor a szállítás áthalad a lokális maximumpontra, a kompresszor kimenetén egyre csökkenő nyomás keletkezik, miközben mögötte nagyobb nyomású közeg helyezkedik el, ez pedig a rendszer instabilitásához vezet. Ez elkerülhető, ha közvetlenül a kompresszor mögött változtatható fojtást helyezünk el [30], ennek elnevezése CCV<sup>3</sup>.



2. ábra Tipikus centrifugálkompresszor karakterisztika

A korszerű pompázs-szabályozás egyik ígéretes megoldása a kompresszor belépéséhez történő befűvés alkalmazása, mely a kis szállításnál a lapátvégeken létrejövő örvénylő zóna kis energiataralmú közegét képes frissíteni, ezáltal elnyomni a kialakuló instabilitást [17].

<sup>3</sup> CCV: Close Coupled Valve, a kompresszor kilépésénél közvetlenül elhelyezett fojtószelep

Gyakorta lehet találkozni változtatható belépő terelő-lapátsorral (IGV<sup>4</sup>), mely a kompresszor karakterisztikáját tolja a kisebb szállítások irányába a lapátsor zárása esetén. Hasonló megoldás, ha a centrifugális kompresszor lapátos diffúzora rendelkezik változtatható geometriával, ennek kivitelezése azonban bonyolultabb, ezért viszonylag ritkán fordul elő [20].

Ahol lehetséges, ott a kompresszor fordulatszám-szabályozása is szóba jöhet [13], de pl. repülőgép-hajtóművek esetében ez nem járható út.

### *A szabályozás fajtái*

A pompázs elleni beavatkozás számos különböző szabályozási eljárás útján valósítható meg, kezdve a jelentősebb egyszerűsítésekkel élő lineáris megközelítéseken keresztül a bonyolultabb nemlineáris algoritmusokig. A gyakorlatban alkalmazott megoldásokat az alábbiakban részletezem, melyeknek alapvető összefoglalása [30]-ban található meg.

- A munkapont körüli linearizálhatóságot felhasználva lehetséges különféle soros kompenzációs megoldásokkal biztosítani a rendszer stabilitását. A kialakítástól függően lehet arányos (proporcionális, P-típusú) [11], arányos-integráló (PI) [32], arányos-differenciáló (PD) [1], vagy a három alaptag kombinációjaként arányos-integráló-differenciáló (PID) [26]. Általános hátrányként említhető, hogy széles üzemmód-tartományban a kompresszor karakterisztikájában található nemlineáris hatások miatt csak szűk határok között alkalmazható, mindezek ellenére elterjedtségük még döntő az iparban, tekintettel egyszerű felépítésükre és könnyű alkalmazásukra [15].
- Az állapotér elmélet alapján lineáris kvadratikus értelemben optimális szabályozók is létrehozhatóak, melyre a szakirodalom LQR rövidítéssel hivatkozik [9]. Ez az optimális szabályozások egyik legismertebb fajtája, mely lineáris rendszerekre alkalmazható, tulajdonképpen az állapot-visszacsatolás erősítésének meghatározása biztosítja az előírt feltételeknek megfelelő optimális irányítást. Tekintettel arra, hogy a kompresszor pompázs területén már többen használtak ilyen szabályozást [8][31], melyek között – a vizsgált kompresszornál is alkalmazott – aszinkron motoros meghajtás is szerepel, következőképpen egyszerűségére és rugalmasságára való tekintettel a jelenlegi kutatás céljaira ez a módszer került kiválasztásra.
- A közelmúltban egyre nagyobb teret hódít a repülőiparban, így a gázturbinás sugárhajtóművek szabályozásában azon változó paraméterű lineáris (LPV<sup>5</sup>) szabályozók, melyek a gain scheduling eljárásból fejlődtek ki, és céljuk, hogy az eredeti módszer hátrányait kiküszöböljék, és a rendszert a hirtelen változások esetén is garantálják a stabilitást [2].
- A linearizálás negatív következményei kiküszöbölhetőek, ha eleve nemlineáris megközelítést alkalmazunk. Ezen a téren a fontosabb kísérletek csúszó-mód szabályozásra [3], backstepping módszerre [21], bifurkációs eljárásra [18] vonatkoztak.
  - A csúszó-mód szabályozás (SMC<sup>6</sup>) [3] egy változó struktúrájú eljárás, mely nem folytonos beavatkozó jellel kényszeríti a rendszert normál működési tartományának egy meghatározott felületén „csúszva” a kívánt munkapont meg-

<sup>4</sup> IGV: Inlet Guide Vane, belépő terelő-lapátsor

<sup>5</sup> LPV: Linear, Parameter-Varying (Control), lineáris, változó paraméterű (szabályozás)

<sup>6</sup> SMC: Sliding Mode Control, csúszó-mód szabályozás

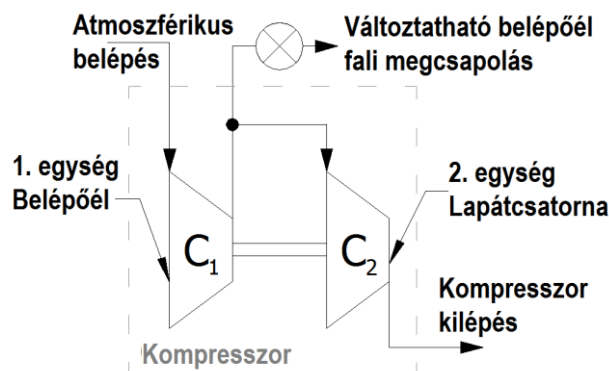
közelítésére. Nagy előnye, hogy nincs szükség a rendszer modelljének tökéletes ismeretére, elegendő, ha tudjuk, hogy az adott pontból milyen irányú elmozdulás eredményez stabilizáló hatást [15].

- A backstepping szabályozás [21], egy összetett, egymásra épülő alrendszerek egységeként felfogható rendszer stabilizálását szolgálja rekurzív módon. A legbelső, tovább már nem bontható alrendszer stabilizálásából indul ki, és a külső alrendszerek szabályozása rekurzív úton valósul meg, addig, míg a legkülső is létrejön.
- A bifurkációs eljáráson alapuló módszerek [23][18] a kompresszor karakterisztika hiszteréziséből adódó, azonos szállítás mellett jelentősen különböző üzemállapotok létrejöttének matematikai megközelítéséből indulnak ki.

## A VÁLTOZTATHATÓ BELÉPŐÉL FALI MEGCSAPOLÁS

### A VISB<sup>7</sup> matematikai modellje

Tekintettel arra, hogy a belépőél fali megcsapolás akár passzív vagy aktív változata jelentős módosulást eredményez a centrifugálkompresszor belső áramlásában, a hagyományos módszerekkel nem modellezhető hatékonyan. Szükséges a kompresszort két logikailag különálló egységre bontani, melyek határa célszerűen a megcsapolás keresztmetszete [4] (lásd 3. ábra), ez az SCM<sup>8</sup> elnevezést kapta.



3. ábra A szétválasztott kompresszor modell elve

Ekkor ugyanis a probléma vizsgálhatóvá válik egyszerű, egydimenziós közelítés alkalmazásával is, nem szükséges feltétlenül a teljes áramlási tér háromdimenziós szimulációja. Az így kialakított számítási algoritmus célja, hogy meghatározza a kompresszor karakterisztikáját a különböző megcsapolási ráták mellett. A program MATLAB környezetben került kivitelezésre és eredményeinek helyességét a Tanszék centrifugálkompresszoros próbapadjának alapos mérései támasztják alá.

<sup>7</sup> VISB: Variable Inducer Shroud Bleed, változtatható belépőél fali megcsapolás

<sup>8</sup> SCM: Split Compression Model, szétválasztott kompresszor modell

## A kompresszor rendszer dinamikai modellje

### A modellt leíró egyenletrendszer

Az 1970-es évek közepén intenzív kutatómunka eredményeképpen Greitzer létrehozta a kompresszor rendszereket leíró dinamikai modellt [14], mely egyszerűsége ellenére is magába foglalja a jelenség fizikai lényegét, ezáltal lehetőséget biztosít a gyors eredmények elérésére, melyek mind kvalitatív, mind pedig kvantitatív információkkal szolgálnak az adott rendszert illetően [3]. Ez a modell eredendően állandó fordulatszámra volt alkalmazható, azonban több szerző is kiegészítette a forgórész dinamikai egyenletével, mellyel már tetszőleges állapotváltozás vizsgálható [13][22].

A modell alapvetően az 1. ábrán bemutatott rendszert feltételezi, a rajta feltüntetett jellemzők ismeretével. Ekkor, az eredeti modell szerint két egyenlet írja le a kompresszor és a többi egység dinamikai viselkedését, melyek a kompresszor csővezetékére felírható impulzus-tételből, valamint a tároló térfogatra felírt kontinuitásból következnek:

$$A_c \cdot (p_2 - p_p) = L_c \cdot \frac{dm_c}{dt} \quad (1)$$

ahol:

- $A_c$  a kompresszor csővezetékének keresztmetszete,  $m^2$ ;
- $p_2$  a kompresszor kilépő nyomása, Pa;
- $p_p$  a tároló térfogatban uralkodó nyomás, Pa;
- $L_c$  a kompresszor csővezetékének hossza, m;
- $\frac{dm_c}{dt}$  a kompresszor tömegáramának időegység alatti megváltozása.

$$\dot{m}_c - \dot{m}_t = \frac{dm_p}{dt} = \frac{d(\rho_p \cdot V_p)}{dt} \quad (2)$$

ahol:

- $\rho_p$  a tároló térfogatban lévő közeg sűrűsége,  $kg/m^3$ ;
- $V_p$  a tároló térfogata,  $m^3$ ;
- $m_p$  a tároló térfogatban lévő közeg tömege, kg;
- $\dot{m}_t$  a fojtószelep tömegárama,  $kg/s$ ;

A rendszer viselkedését leíró harmadik egyenlet a forgórész energia-megmaradását taglalja, mellyel tetszőlegesen változó fordulatszámú végbemenő működés vizsgálható:

$$\Theta \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_d - M_c \quad (3)$$

ahol:

- $\Theta$  a forgórész tehetetlenségi nyomatéka,  $kg \cdot m^2$ ;
- $M_d$  a kompresszort hajtó nyomaték,  $N \cdot m$ ;
- $M_c$  a kompresszor által igényelt nyomaték,  $N \cdot m$ .



Greitzer rámutatott, hogy célszerű az egyenleteket dimenziómentes alakra hozni, ehhez az elmúlt évtizedekben kutatásokat végzők különböző formulákat javasoltak. Amennyiben a vizsgálat változó fordulatszámot is magába foglal, célszerűnek mutatkozik az a megoldás, amikor a nyomásokat a kompresszor kerületi sebességével definiált fiktív dinamikus nyomással, a tömegáramokat szintén ezzel a sebességgel felírt fiktív tömegárammal dimenziótlanjuk, mert ekkor a kompresszor karakterisztika egyetlen vonalként határozható meg, nem szükséges fordulatszámtól függő felírást alkalmazni.

$$\psi = \frac{p - p_0}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2} \quad (4)$$

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_c \cdot u} \quad (5)$$

ahol

- $\psi$  a dimenziótlán nyomás, -;
- $\phi$  a dimenziótlán tömegáram, -;
- $\rho$  a kompresszor bemenő sűrűsége, kg/m<sup>3</sup>;
- $u$  a kompresszor jellemző kerületi sebessége, m/s;

A fent említett mennyiségeken kívül természetesen szükséges dimenziómentes alakra hozni az egyenletrendszerben szereplő többi tényezőt is. A nyomatékok, illetve az idő dimenziótlán formája esetében a következő tényezőkkel kell számolni:

$$\mu = \frac{M}{\rho \cdot u^2 \cdot A_c \cdot r_2} \quad (6)$$

$$\xi = t \cdot \omega_H \quad (7)$$

ahol

- $\mu$  a dimenziótlán nyomaték, -;
- $r_2$  a kompresszor járókerék kilépő sugara, m;
- $\xi$  a dimenziótlán idő, -;
- $\omega_H$  a rendszer Helmholtz-frekvenciája, mely definíció szerint:

$$\omega_H = a_p \cdot \sqrt{\frac{A_c}{V_p \cdot L_c}} \quad (8)$$

ahol  $a_p$  a tároló térfogatra jellemző hangsebesség. Az így végrehajtott műveletek segítségével a következő dimenziótlán egyenletrendszert kapjuk:

$$\dot{\psi}_p = \frac{1}{B} \cdot (\phi_c - \phi_t) \quad (9)$$

$$\dot{\phi}_c = B \cdot (\psi_c - \psi_p) \quad (10)$$

$$\dot{B} = \frac{\rho \cdot L_c \cdot A_c \cdot r^2}{\Theta} \cdot (\mu_d - \mu_c) \quad (11)$$

ahol  $B$  a rendszer Greitzer-féle dimenziótlan viselkedés-paramétere, mely a fordulatszám, a rendszer geometriai kialakításának, valamint a tároló térfogatban érvényes hangsebességnek a függvénye:

$$B = \frac{u}{2 \cdot \omega_H \cdot L_c} = \frac{u}{2 \cdot a_p} \cdot \sqrt{\frac{V_p}{A_c \cdot L_c}} \quad (12)$$

Fontos megjegyezni, hogy a deriválás a (9)-(11) egyenletekben a  $\xi$  dimenziótlan idő szerint történik.

### *A fojtáson kiáramló közeg mennyiségének meghatározása*

A modell alkalmazása érdekében meg kell határozni az egyenletrendszer elemeit. Értelemszerűen a teljes dimenziótlan dinamikai modell három állapottal rendelkezik, ezek a kompresszor tömegárama  $\phi_c$ , a tároló térfogat nyomása  $\psi_p$ , illetve a  $B$  viselkedés-paraméter. Szükséges ezeken kívül valamely összefüggéssel felírni még a  $\phi_t$  fojtószelep tömegáramot, a  $\psi_c$  kompresszor nyomást,  $\mu_d$  meghajtó- és  $\mu_c$  kompresszor által igényelt nyomatókat.

A rendszer kimenetén található fojtás az áramlástanból ismert fojtórés egyenletével modellezhető, melynek általánosan alkalmazott formája az 1. ábra jelöléseivel összhangban:

$$\dot{m}_t = \alpha_t \cdot A_t \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_p \cdot (p_p - p_0)} \quad (13)$$

ahol

- $\alpha_t$  – a fojtás átömlési tényezője;
- $A_t$  – a fojtás aktuális keresztmetszete;
- $\rho_p$  – a tároló térfogatbeli (fojtás előtti) sűrűség;
- $p_0$  – a környezeti nyomás.

Alkalmazva a (4) és (5) szerinti dimenziómentes alakot, kapjuk:

$$\phi_t = \gamma_t \cdot \sqrt{\psi_p} \quad (14)$$

ahol

- $\gamma_t$  – a fojtás aktuális állapotára (nyitottság, keresztmetszet, esetleges változó átömlési tényező) jellemző dimenziótlan tényező.

Megjegyzendő, hogy a dimenziótlan alak levezetésénél adódik egy  $\frac{\rho_p}{\rho}$  hányados, mely azonban [13] szerint jó közelítéssel állandó értékkel rendelkezik, így a  $\gamma_t$  szorzótényezőbe integrálható.

### *A kompresszor karakterisztika meghatározása*

A jelenlegi modell ezen a téren mutat számottevő eltérést a más módszereknél alkalmazott



megközelítésben, tekintettel arra, hogy a belépőél fali megcsapolás jelentősen befolyásolja a kompresszor karakterisztikáját. Szemben más megközelítésekkel (közeli fojtás [30], visszakeringetés [10], meghajtó nyomaték változtatása [7], dugattyús csillapítás [31], stb.), ebben az esetben a beavatkozás magát a kompresszor karakterisztikát módosítja, így az állapotér modellben is a  $\mathbf{b}$ , bemenő jellemzőket összefoglaló vektor elemei között található meg.

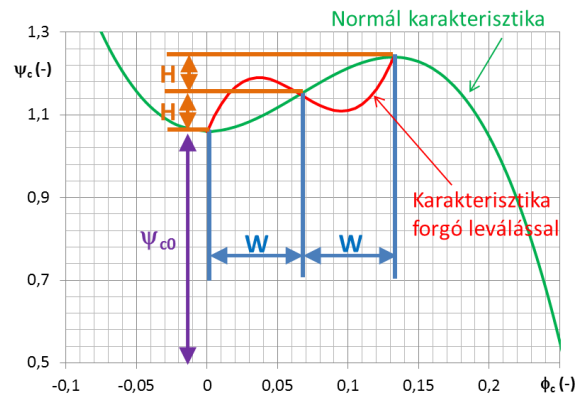
A kompresszor karakterisztikája [25] alapján a normál működési tartományban (unstalled), illetve a leválásban (stalled,  $0 \leq \phi_c < 2 \cdot W(\gamma_{VISB})$ ) a következő egyenletekkel adható meg, melyek harmadfokú közelítést adnak:

$$\psi_{c,unstalled}(\phi_c, \gamma_{VISB}) = \psi_{c0}(\gamma_{VISB}) + H(\gamma_{VISB}) \cdot \left[ 1 + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{\phi_c}{W(\gamma_{VISB})} - 1 \right) - \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{\phi_c}{W(\gamma_{VISB})} - 1 \right)^3 \right] \quad (15)$$

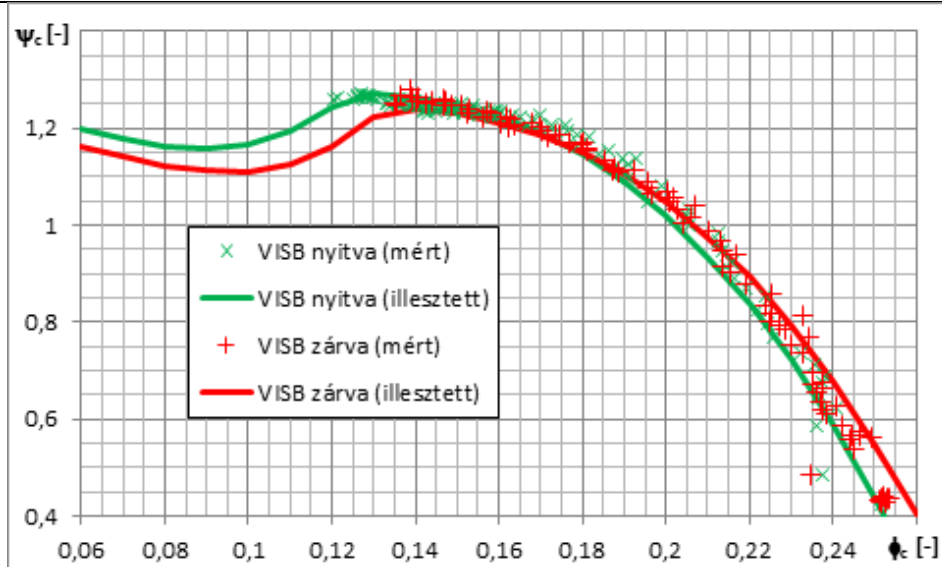
$$\psi_{c,stalled}(\phi_c, \gamma_{VISB}) = \psi_{c0}(\gamma_{VISB}) + H(\gamma_{VISB}) \cdot \left[ 1 - \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{\phi_c}{W(\gamma_{VISB})} - 1 \right) + \frac{5}{2} \cdot \left( \frac{\phi_c}{W(\gamma_{VISB})} - 1 \right)^3 \right] \quad (16)$$

ahol a paraméterek mindegyike a  $\gamma_{VISB}$  belépőél fali megcsapolás relatív nyitottságának függvénye:

- $\psi_{c0}(\gamma_{VISB})$  – a kompresszor zérus szállításhoz tartozó dimenziótlan nyomásnövekedése;
- $H(\gamma_{VISB})$  – a kompresszor karakterisztika ún. félmagassága (v. ö. 4. ábra);
- $W(\gamma_{VISB})$  – a kompresszor karakterisztika ún. félszélessége (lásd 4. ábra).



4. ábra Dimenziótlan kompresszor karakterisztika és az egyes paraméterek jelentése



5. ábra A vizsgált kompresszor karakterisztikája zárt és nyitott belépőél fali megcsapolások mellett

Ahogy az az 5. ábrán is megfigyelhető, a belépőél fali megcsapolás alkalmazásakor a karakterisztika a kisebb szállítások irányába eltolódik, annak megállapítása, hogy a (15)-(16) egyenletekben alkalmazott  $\psi_{c0}$ ,  $H$  és  $W$  értékekkel rendelkezik, kiemelt fontosságú a modell pontossága érdekében, ezért kiterjedt mérések eredményeképpen kerültek meghatározásra [6]. Érdeemes megjegyezni, hogy az első kísérletek a modell felállítására mindössze a (15) egyenletet alkalmazta volna, azonban a mérések során fény derült arra, hogy a kompresszor nem tisztán pompázs állapotba kerül, hanem számottevő forgó leválás is létrejön, így a (16) egyenlet is szükséges a pontos leíráshoz.

A kompresszor a mérések eredményei alapján az alábbi értékekkel rendelkezik zárt és nyitott belépőél fali megcsapolás mellett:

$$\left. \begin{array}{l} \psi_{c0} = 1,06 \\ H = 0,09 \\ W = 0,066 \end{array} \right|_{\gamma_{VISB}=0} \quad \left. \begin{array}{l} \psi_{c0} = 1,113 \\ H = 0,08 \\ W = 0,062 \end{array} \right|_{\gamma_{VISB}=1} \quad (17)$$

Mivel a kiadódó eltérések viszonylag kis méreteket öltenek, ezért feltételezhető, hogy a köztes állapotokban az egyes paraméterek a két végállapot ismeretében lineáris interpolációval nyerhetőek, vagyis a három paraméter, mint a relatív nyitás függvénye:

$$\begin{aligned} \psi_{c0}(\gamma_{VISB}) &= 1,06 + 0,053 \cdot \gamma_{VISB} \\ H(\gamma_{VISB}) &= 0,09 - 0,01 \cdot \gamma_{VISB} \\ W(\gamma_{VISB}) &= 0,066 - 0,004 \cdot \gamma_{VISB} \end{aligned} \quad (18)$$

#### A kompresszor által igényelt nyomaték meghatározása

A centrifugálkompresszorok adott szállítás megvalósításához szükséges nyomatékának számítását az Euler-féle turbina-egyenlettel valósíthatjuk meg:

$$M_c = \dot{m}_c \cdot (r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}) \quad (19)$$

ahol

- $c_{2u}, c_{1u}$  – a kilépő, illetve belépő keresztmetszetben mért abszolút sebességek;
- $r_1$  – a belépő keresztmetszet (közepes) sugara.

Alkalmazva a (6) szerinti dimenziómentes forma számítását, valamint figyelembe véve, hogy a kilépő abszolút sebesség írható, mint az  $u_2$  kerületi sebesség és a  $\sigma$  perdületapadási tényező szorzata, illetve perdületmentes belépéssel ( $c_{1u} = 0$ ) számolva:

$$\mu_c = \frac{|\dot{m}_c| \cdot r_2 \cdot \sigma \cdot u_2}{\rho \cdot u^2 \cdot A_c \cdot r_2} = \frac{|\dot{m}_c|}{\rho \cdot u_2 \cdot A_c} \cdot \frac{r_2 \cdot \sigma \cdot u_2}{u_2 \cdot r_2} = \sigma \cdot |\phi_c| \quad (20)$$

### A meghajtó nyomaték számítása

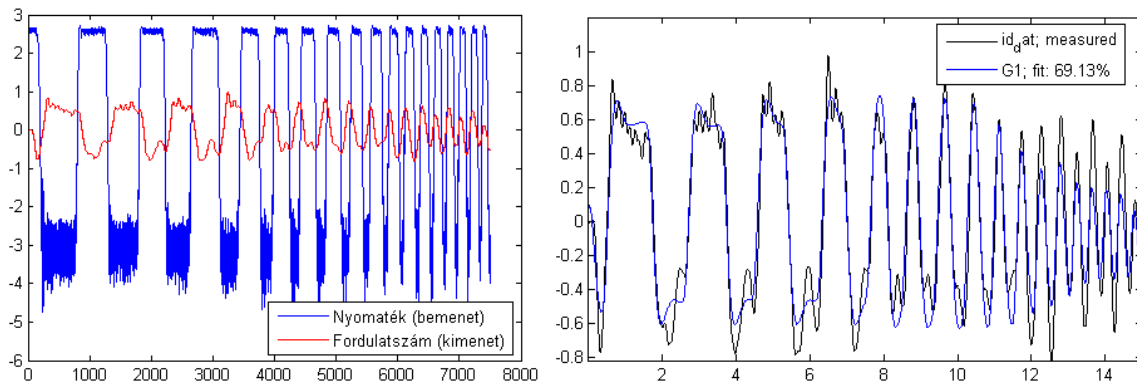
A vizsgált kompresszor próbapad egy háromfázisú, aszinkron villanymotorral kerül működtetésre, mely többek között a tüzelőanyag-cellás alkalmazásokban [8], illetve újabban a repülésben (B787) is elterjedtek [28]. Az aszinkron motor modellezése jócskán túlmutat ezen kutatás keretein [29], így a motor átviteli függvényének kísérleti úton történő meghatározása mutatkozott kivitelezhetőnek. Erre azért is volt szükség, mert egyrészt a meghajtó nyomaték a teljes modell szempontjából nem elsődleges fontosságú paraméter. A kísérletek során tapasztalt minimális fordulatszám-ingadozás, mely a terhelés változása miatt következett be, egy nagyobb elhanyagolásokkal élő megközelítésből akár el is lett volna hagyható. Azonban tekintettel a modellezett kompresszor alkalmazási lehetőségeire, valamint a későbbi továbbfejlesztési lehetőségekre, egy egyszerűsített motor modellel, ami kellően illeszkedik a mért értékekre, nagyobb pontosság érhető el. Az egyszerűsítésre viszont feltétlenül szükség van, mert az irodalomban bemutatott ötödrendű modellek [24] beépítéséhez olyan adatokat kellett volna meghatározni, melyek nem vagy csak igen körülményesen lettek volna kivitelezhetőek, míg az eredményt számottevően nem befolyásolta volna.

Ehhez a névleges fordulatszámon egyre növekedő gyakorisággal, hirtelen történt a közeli fojtószelep zárása-nyitása, ezzel változtatva a terhelő nyomatékot, melyet a fordulatszámmal együtt rögzített a kompresszor adatgyűjtő rendszere. A nyomaték mérése csak a termodinamikai paraméterek alapján számítás útján történt, mivel nyomatékmérő beépítésére az adott környezetbe nem volt mód. A mérőrendszer leírását részleteiben a [5] tartalmazza, e cikk megjelenése óta mindössze a fordulatszám-érzékelő került módosításra, az ott leírt optikai mérési elv helyett a tengely végén rögzített mágnes Hall-érzékelős detektálása, valamint az így keletkezett, erősített, TTL szintű jelnek a feldolgozása került bevezetésre.

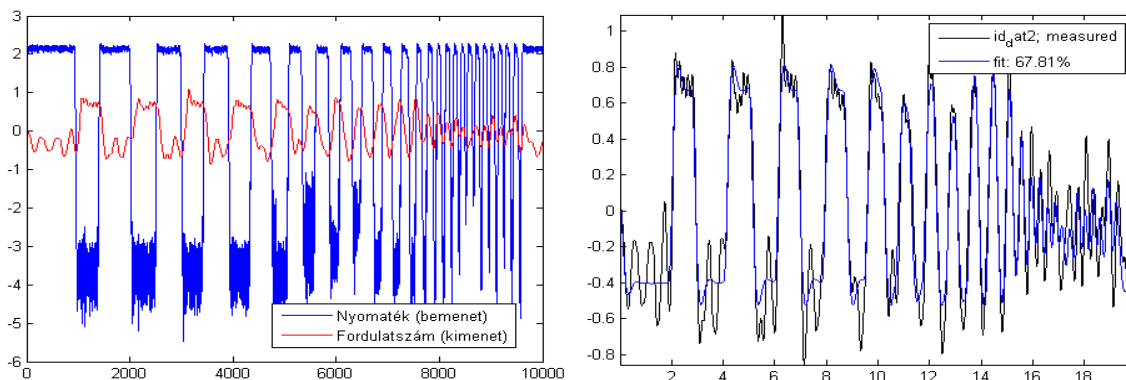
A mérés kiértékelése, valamint a közelítő modell megalkotása MATLAB környezetben zajlott. Az adatsorok alapján a fordulatszám és a motor nyomaték közötti átviteli függvényt az Output-Error modell segítségével állapítottam meg. Mivel a motor nyomaték bemenetről fordulatszám kimenetre nem tartalmaz integráló vagy deriváló tagot, ezért törekszünk arra, hogy a lehető legkisebb rendszámú arányos taggal történjen a közelítés. Az egytárolós tag csak jelentős hibával közelíti a mért értékeket, a kéttárolós tag már megfelelő illeszkedést eredményezett.

A méréseket több sorozatban végeztem, melyek közül két adatsor, valamint az azokra illesztett rendszer adott (mért) bemenő jelre adott válaszfüggvényei a 6. és 7. ábrán figyelhetőek meg, ahol a mért adatok, mint a munkaponttól való eltérések kerültek megjelenítésre. A bal

oldali diagram a nyers mérési adatpontokat mutatja, míg a jobb oldalin már az idő szerint tüntettem fel a mért és illesztett rendszerek adatait. A mérések során tehát egyre nagyobb frekvenciával történt a fojtószelep zárása, ezt jól illusztrálják az alábbi ábrák.



6. ábra Mért adatsor és a közelítő modell illeszkedése – 1. mérési sorozat



7. ábra Második mérési adatsor és illeszkedése

A diszkrét idejű rendszert végül folytonos idejűvé a MATLAB *d2c* parancsának használatával alakítottam, melyet bilineáris (Tustin) beállítással alkalmaztam, a módszer kedvező numerikus stabilitása miatt. Az így nyert folytonos idejű rendszer átviteli függvénye a következőképpen adódott:

$$G_{mot}(s) = \frac{-19,17}{s^2 + 11,15s + 102,7} \quad (21)$$

A (21) átviteli függvény egyértelműen mutatja, hogy a fordulatszám növekedésével a nyomaték csökken, ahogyan ez elvárható. Fontos megjegyezni, mivel ez az átviteli függvény a fordulatszám és valódi nyomaték közötti összefüggést teremti meg, a dimenziótlan forma esetében az így kiadódó értéket még normálni kell a (6) egyenlet szerint.

Összefoglalásképpen megemlítendő, hogy amint az megfigyelhető a fentebb közölt adatok alapján, a vizsgált kompresszort hajtó villanymotor nyomaték bemenetre adott fordulatszám kimenete egy másodrendű rendszerrel is kellő pontosságú közelítést ad, ez a kompresszor dinamikai viselkedését célzó kutatás igényeit a legmesszebbmenőkig kielégíti.

## A kompresszor modell linearizált formája

Tekintettel arra, hogy a kompresszor pompázs-szabályozása a csak pompázshatár közelében, kis szállításoknál kell beavatkozzon az instabilitások megakadályozására, nagy tömegáramok esetében nem, ezért egy, ehhez az állapothoz közel eső munkapontra fókuszálva kell a szabályozót megtervezni.

Ahhoz, hogy a pompázs szabályozása LQ rendszerrel valósulhasson meg, szükséges a nemlineáris dinamikai modell munkapont körüli linearizálása. Ez a munkapont tehát a kompresszor karakterisztika stabil ágán, a pompázshatár közelében helyezkedik el. Mivel a mérési eredmények alapján kijelenthető, hogy a fordulatszámot nem befolyásolja számottevően a kialakuló forgó leválás illetve pompázs a vizsgált kompresszor esetében, ezért az egyenletrendszer forgórész dinamikával kapcsolatos tagját (11) a linearizálás során elhagyjuk, a  $\dot{B} \approx 0$  közelítéssel élve. Az így megmaradó egyenletek segítségével felírható a kompresszor rendszer egyszerűsített állapotter reprezentációja, melyben a következő megfontolásokat szükséges tenni:

- a rendszer állapotai a tároló térfogat dimenziótlan nyomása illetve a kompresszor dimenziótlan tömegárama;
- a beavatkozás lehetősége – ellentétben a hagyományos pompázs-szabályozó rendszerek megoldásaival – a kompresszor karakterisztika változtatásán keresztül valósul meg.

Vegyük először is egy stabil munkaponttól való eltérést a következőképpen:

$$\tilde{\psi}_p = \psi_p - \psi_{p0}, \quad \tilde{\phi}_c = \phi_c - \phi_{c0} \quad (22)$$

ahol a ( $\tilde{\phantom{x}}$ ) jel a munkaponttól számított differenciát jelöli. Ekkor a (9)-(10) egyenletrendszer a következő alakot ölti:

$$\dot{\tilde{\psi}}_p = \frac{1}{B} \cdot \left[ \tilde{\phi}_c - \gamma_t \cdot \left( \sqrt{\tilde{\psi}_p + \psi_{p0}} - \sqrt{\psi_{p0}} \right) \right] \quad (23)$$

$$\dot{\tilde{\phi}}_c = B \cdot \left[ \tilde{\psi}_c(\tilde{\phi}_c, \gamma_{VISB}) - \tilde{\psi}_p \right] \quad (24)$$

A kompresszor karakterisztika az új koordinátákkal:

$$\tilde{\psi}_c(\tilde{\phi}_c, \gamma_{VISB}) = -k_3(\gamma_{VISB}) \cdot \tilde{\phi}_c^3 - k_2(\gamma_{VISB}) \cdot \tilde{\phi}_c^2 - k_1(\gamma_{VISB}) \cdot \tilde{\phi}_c \quad (25)$$

ahol  $k_1(\gamma_{VISB}) = \frac{3 \cdot H(\gamma_{VISB}) \cdot \phi_{c0}}{2 \cdot W(\gamma_{VISB})^3} \cdot [\phi_{c0} - 2 \cdot W(\gamma_{VISB})]$ ,  $k_2(\gamma_{VISB}) = \frac{3 \cdot H(\gamma_{VISB})}{2 \cdot W(\gamma_{VISB})^3} \cdot [\phi_{c0} - W(\gamma_{VISB})]$

és  $k_3 = \frac{H(\gamma_{VISB})}{2 \cdot W(\gamma_{VISB})^3}$  ([31] nyomán). A linearizált modell szempontjából a másod- és harmad-

rendűen kicsiny mennyiségek elhanyagolhatóak, így a végleges kompresszor karakterisztika a munkapont körül redukálható az elsőfokú tagra:

$$\tilde{\psi}_c(\tilde{\phi}_c, \gamma_{VISB}) = -k_1(\gamma_{VISB}) \cdot \tilde{\phi}_c \quad (26)$$

A (26) egyenlet kiértékelésekor kiemelt figyelmet kell fordítani arra a tényre, az állapotter

reprezentációban a VISB relatív nyitottsága,  $\gamma_{VISB}$  a bemenet. Ekkor a kétváltozós  $\tilde{\psi}_c(\tilde{\phi}_c, \gamma_{VISB})$  függvényt a munkapont vizsgálva megállapítható, hogy:

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial \tilde{\psi}_c(\tilde{\phi}_c, \gamma_{VISB})}{\partial \tilde{\phi}_c} \cdot d\tilde{\phi}_c \right|_{\phi_c=0,13} &= 0,00206 \\ \left. \frac{\partial \tilde{\psi}_c(\tilde{\phi}_c, \gamma_{VISB})}{\partial \gamma_{VISB}} \cdot d\gamma_{VISB} \right|_{\phi_c=0,13} &= 0,0309 \end{aligned} \quad (27)$$

Vagyis (27) alapján kijelenthető, hogy mivel a dimenziótlan tömegáram szerinti derivált egy nagyságrenddel kisebb, mint a VISB relatív nyitottsága szerinti derivált, a  $\tilde{\psi}_c(\tilde{\phi}_c, \gamma_{VISB})$  függvény közelíthető egyváltozós formában, a  $\tilde{\phi}_c$  helyére  $\phi_{c0}$ -t helyettesítve:

$$\tilde{\psi}_c(\gamma_{VISB}) = -k_1(\gamma_{VISB}) \cdot \phi_{c0} \quad (28)$$

Ezen megfontolások után a (23)-(24) egyenletrendszer linearizálás után következőképpen írható fel:

$$\dot{\tilde{x}}_c = A_c \tilde{x}_c + b_c \tilde{u} \quad (29)$$

ahol:

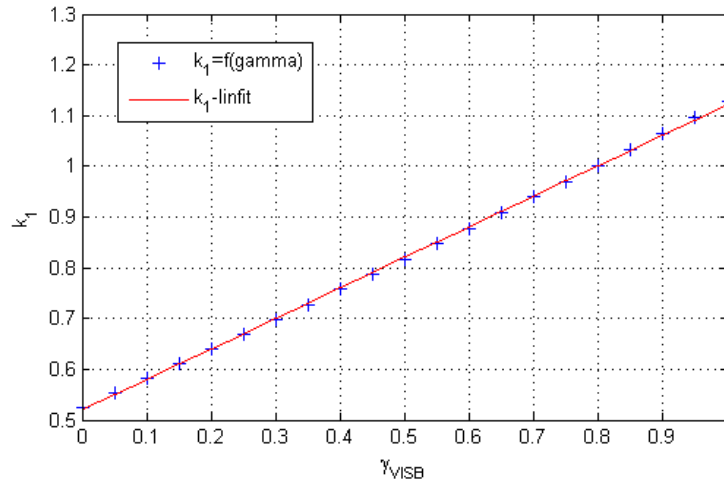
- $\tilde{x}_c = \begin{bmatrix} \tilde{\psi}_p \\ \tilde{\phi}_c \end{bmatrix}$  a rendszer állapotait tartalmazó oszlopvektor;
- $A_c = \begin{bmatrix} -\frac{\gamma_t}{2 \cdot B_0 \cdot \sqrt{\psi_{p0}}} & 1 \\ -B_0 & 0 \end{bmatrix}$  a rendszermátrix;
- $b_c = \begin{bmatrix} 0 \\ -B_0 \cdot \phi_{c0} \end{bmatrix}$  bemeneti mátrix;
- $\tilde{u} = k_1(\gamma_{VISB})$  a bemenet.

A bemenettel kapcsolatban fontos megjegyezni, hogy miután statikus összefüggés van a  $k_1$  és  $\gamma_{VISB}$  között, ezért nem okoz problémát, hogy a modellben az állapot visszacsatolás először  $k_1$ -et ad eredményül, a  $k_1 = f(\gamma_{VISB})$  összefüggés invertálásával megkaphatjuk  $\gamma_{VISB}$ -et, amely tulajdonképpen a szabályozás beavatkozó szervének elmozdulása. Ami ebben a tekintetben kiemelkedően fontos, hogy megvizsgáljuk, az invertált  $\gamma_{VISB} = f(k_1)$  kifejezés az alkalmazott  $k_1$  tartományon milyen tulajdonságokat mutat, van-e szinguláris pontja, stb. Ennek meghatározása érdekében, mivel a  $k_1 = f(\gamma_{VISB})$  függvény analitikus invertálása a benne foglalt harmadfokú tényezők miatt hosszadalmasnak mutatkozott, célszerűnek tűnt a vizsgált berendezés által alkalmazott tartományban megvizsgálni a függvény menetét, majd ennek tükrében dönteni az invertálásról.

Amennyiben elvégezzük a behelyettesítést és ábrázoljuk a  $k_1 = f(\gamma_{VISB})$  függvényt, tapasztalhatjuk, hogy az ezzel az egyenlettel jellemzett görbe minimális eltérést mutat egy egyenes



szakasztól. Ennek eredményeképpen kijelenthető, hogy a bonyolult, harmadfokú tagot is tartalmazó összefüggés igen jó közelítéssel helyettesíthető egy lineáris kifejezéssel, melyből már könnyűszerrel megkapható a függvény inverze. A függvény görbéje a kérdésese tartományon, valamint az arra illesztett egyenes a 8. ábrán figyelhető meg.



8. ábra A  $k_1 = f(\gamma_{VISB})$  függvény menete a  $0 \leq \gamma_{VISB} \leq 1$  tartományon, illetve a rá illesztett egyenes

Az a lineáris összefüggés, mellyel tehát a függvény helyettesíthető a modellben, a következő alakot ölti:

$$k_{1,lin} = 0,6019 \cdot \gamma_{VISB} + 0,5197 \quad (30)$$

Így tehát a modell szempontjából szükséges összefüggés, mellyel a szabályozó által meghatározott  $k_1$ -ből a VISB által aktuálisan megvalósítandó nyitást kalkulálja:

$$\gamma_{VISB} = \frac{k_1 - 0,5197}{0,6019} \quad (31)$$

Fontos azonban megjegyezni a következőket:

- a  $k_1 = f(\gamma_{VISB})$  függvény a modell által igényelt értelmezési tartományon nem rendelkezik szinguláris ponttal, vagyis inverze ezen határok között számítható;
- a VISB rendszer dinamikája mindenképpen olyan kell legyen, hogy a VISB beállása nagyságrendekkel gyorsabb legyen a kompresszorénál. Ez a hagyományos módszereknél hatékonyabban, kisebb energia felhasználás árán MEMS<sup>9</sup> alapú megoldásokkal volna kivitelezhető.

A szimuláció paramétereit, melyek a rendszer fontosabb geometriai, termodinamikai jellemzői, valamint a munkapont adatait az 1. táblázat tartalmazza.

<sup>9</sup> MEMS: Micro-Electro-Mechanical System, mikro-elektro-mechanikai rendszer



Paraméter	Érték	Mérték-egység	Paraméter	Érték	Mérték-egység
$V_p$	0,07216	m <sup>3</sup>	$u$	179,44	m/s
$A_c$	0,01767	m <sup>2</sup>	$B_0$	0,2868	-
$L_c$	3,08	m	$\square_{c0}$	0,1548	-
$a_p$	360,25	m/s	$\square_{p0}$	1,235	-
			$\square_{t0}$	0,14	-

1. táblázat A szimuláció fő paraméterei

### Az LQ szabályozás (LQR<sup>10</sup>)

Az LQ módszer egyike az optimális szabályozóknak, melyben a szabályozási törvényszerűség meghatározásánál egy négyzetes költségfüggvény minimalizálása a cél [9]. Válasszuk a költségfüggvényt a következő alakúra:

$$J(x, u) = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (\tilde{x}^T Q \tilde{x} + R \tilde{u}^2) dt \quad (32)$$

ahol  $Q$  egy hermitikus mátrix, amely pozitív szemi-definit,  $R$  pedig (SISO<sup>11</sup> esetben) egy pozitív konstans.

Ekkor az optimális szabályozást megvalósító megoldás a (28) lineáris modellre [9]:

$$\tilde{u} = -K\tilde{x} \quad (33)$$

ahol  $K$  az optimális szabályozó erősítés, melyet az alábbi egyenlet ír le:

$$K = R^{-1} B^T P \quad (34)$$

ahol  $P$  az algebrai Ricatti egyenlet megoldásaként adódik:

$$A^T P + P A - P B R^{-1} B^T P + Q = 0 \quad (35)$$

### A VISB-re alapuló aktív pompázs-szabályozás dinamikai modelljének megvalósítása

A dinamikai modell MATLAB Simulink környezetben került kivitelezésre, melyben az (9)-(11) egyenletrendszer valósul meg. Emellett egy vezérlő program is készült, mely a MATLAB által biztosított GUI<sup>12</sup>-n keresztül beavatkozási lehetőséget is nyújt a folyamatba, ezáltal lehetséges tetszőlegesen változtatni pl. a kilépő fojtószelep aktuális állását, melyre a rendszer az aktuális körülményeknek megfelelő dinamikus választ fogja adni.

#### A Simulink modell

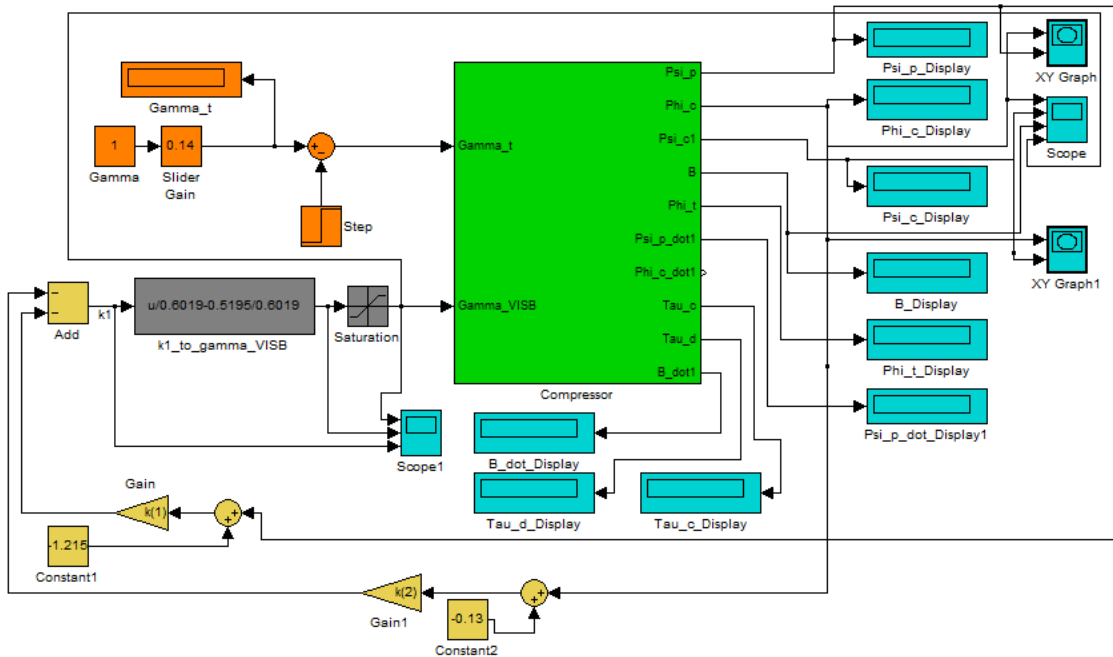
A kompresszor dinamikai modelljének Simulink környezetben történő megvalósítása a 9. ábrán látható. A legfontosabb blokkok a következők:

<sup>10</sup> LQR: Linear Quadratic Regulator, lineáris kvadratikus szabályozó

<sup>11</sup> SISO: Single Input Single Output, egy bemenetű egy kimenetű (rendszer)

<sup>12</sup> GUI: Graphical User Interface, grafikus felhatalmált felület

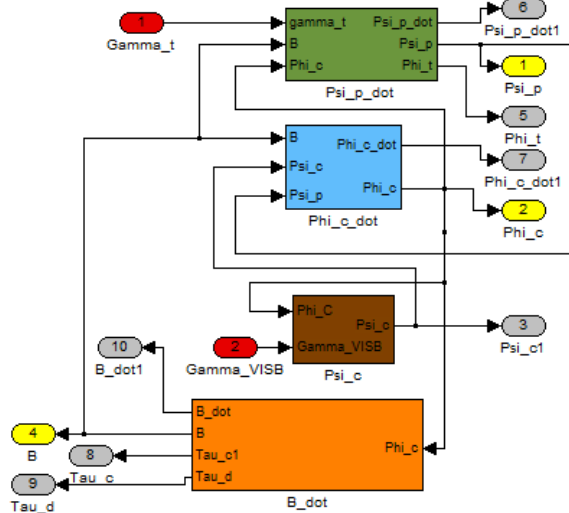
- a kompresszor rendszert számító alrendszer (zölddel jelölve);
- az állapot-visszacsatolás elemei (sárgával);
- a szürke háttérű  $\gamma_{VISB} = f(k_1)$  függvényt megvalósító blokkok;
- a narancssárga színű a rendszer fojtásával kapcsolatos egységek;
- valamint az elsődlegesen a modell megalkotásakor és hangolásakor szereppel rendelkező kijelzők (kék színnel).



9. ábra A VISB pompázs-szabályozással ellátott centrifugálkompresszor dinamikai modellje Simulink-ben

### A kompresszor blokk

A (9)-(11) egyenletek implementálása ebben az egységben történik meg, a zöld, a kék, valamint a narancssárga blokkokban, ebben a sorrendben. A barna téglalap a kompresszor karakterisztikájának számítását végző algoritmust takarja, ahol a (15) és (16) egyenletek valósulnak meg. A kompresszor dinamika bemenő adatai a relatív fojtószelep nyitás  $\gamma$  és a VISB relatív nyitottsága  $\gamma_{VISB}$ . Fontos megjegyezni, hogy míg az előző a szabályozó által nem befolyásolható, azt a rendszer pillanatnyi üzemállapota határozza meg (pl. gázturbinás sugárhajtómű esetén a turbina fojtó hatása), a beavatkozás a  $\gamma_{VISB}$ -n keresztül zajlik. A fontosabb kimeneteket ( $\psi_p$ ,  $\phi_c$ ,  $B$ ) sárga kitöltésű alakzatok mutatják. A blokk vázlata a 10. ábrán figyelhető meg.



10. ábra A kompresszor Simulink alrendszer blokkvázlata

### Az állapot-visszacsatolás elemei

Az állapot-visszacsatolás az LQ szabályozó tervezésekor a (29) linearizált modellben alkalmazott két állapotváltozóhoz a MATLAB segítségével meghatároztam a (34) egyenletben leírt  $K$  erősítés-vektort, melyekkel a szabályozó egy szükséges  $k_I$  értéket állapít meg, és végül ebből kerül visszaszámolásra az ennek megfelelő  $\gamma_{VISB}$  relatív nyitottság, amely a kompresszor számításának a szabályozó által befolyásolható bemenete. Ezek azonban a lineáris modellben, mint a munkaponttól való különbség kerültek értelmezésre, ezért a munkaponti értékeket, mint állandókat még le kell vonni az így kapott mennyiségekből. Az egyes elemek a 9. ábra bal alsó sarkában sárga színnel kerültek feltüntetésre.

### A $\gamma_{VISB} = f(k_1)$ függvény

Mivel a (30) által leírt egyenlet egy egyszerű lineáris összefüggés, ez egyetlen függvényblokk (Function Block) elemmel megvalósítható volt. Az utána alkalmazott szaturációs elemre viszont amiatt volt szükség, hogy a VISB rendszer valóságban adott mechanikai korlátait figyelembe lehessen venni, ne essen az előírt  $\gamma_{VISB}$  a változó értelmezési tartományán kívülre.

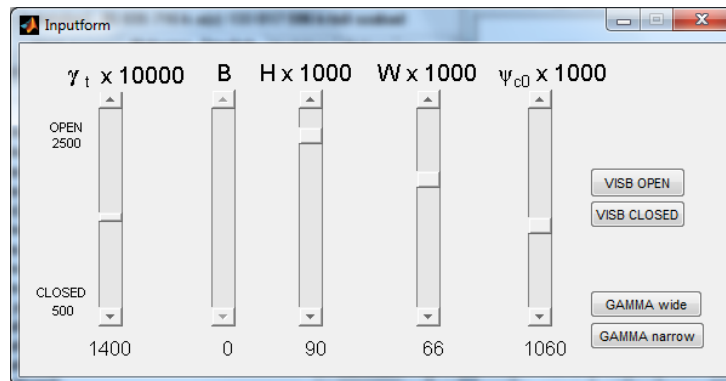
### A fojtószelep állapota

A fojtószelep a rendszer működését alapvetően meghatározza, de nem beavatkozó szerv, hanem a rendszer által támasztott körülmény. A kézi ellenőrzés és a munkapont beállítás céljait szolgálja egy csúszkás erősítés blokk (Slider Gain), melynek grafikus kezelőfelületén beállítható a kívánt  $\gamma$  relatív szelepnitítás. A pompázs-szabályozó működésének ellenőrzésére szolgál a súlyozott egységugrás függvény (Step), melyet a kézzel beállított szelepnitásból vonunk ki, így szimulálva egy meghatározott időpillanatban bekövetkező hirtelen szelep zárást, amire a rendszer válasza szabályozó nélkül a pompázs, működő szabályozó esetén pedig egy új, stabil üzemállapot kell legyen. A 9. ábrán a narancssárga kitöltésű elemek tartoznak ehhez a logikai csoporthoz.

### A grafikus felhasználói felület

A modell fejlesztésének korai szakaszában hárult nagy szerep a grafikus felhasználói felület-

re, melyet a 11. ábra mutat, amin a rendszer legfontosabb paramétereit kézzel, csúszkák illetve gombok segítségével beállíthatóak. Az ablakhoz tartozó vezérlő m-fájl az egyes interfész elemek függvényein keresztül közvetlen kapcsolatban állnak a dinamikai modell megfelelő paramétereivel, így azok valós időben történő változtatására a szimuláció futtatása közben is mód nyílik. Bár a jelenlegi fázisban egyedüli felhasználó által állítható bemeneti adat van, a fojtószelep relatív állása, a szükséges csekély gyakoriságú beavatkozás megoldható a fentebb említett Slider Gain blokkal, nem zárható ki teljes bizonyossággal, hogy a grafikus kezelőfelület a fejlesztés későbbi állapotában ismét szerephez jusson.



11. ábra A grafikus kezelőfelület

## VIZSGÁLATOK A DINAMIKAI MODELLEL

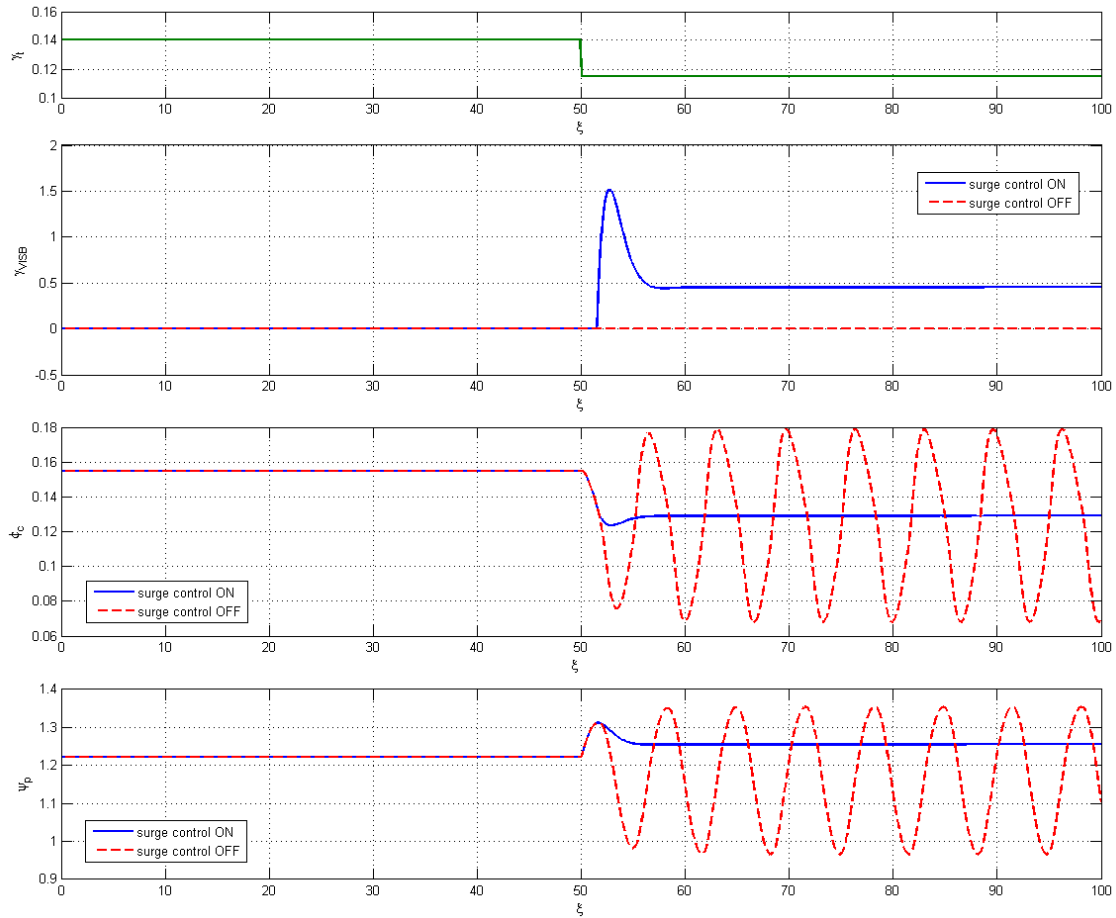
Az 1. táblázatban megadott paraméterekkel végrehajtott szimuláció a fojtószelep adott időpontbeli hirtelen zárását tartalmazza, melynek hatására a szabályozó nélküli konfigurációban létrejön a kompresszor pompázás, míg a szabályozó alkalmazása esetén a VISB megfelelő nyitásával el kell kerülni az instabilitást. A fojtószelep munkaponti állása  $\gamma_{t0} = 0,14$ , ehhez képest a szimuláció során  $\xi = 50$ -nél egy  $-0,025$ -ös értékű ugrás történik, amely a szelep jelentős záró irányú elmozdulásának felel meg.

Az LQR költségfüggvényének paramétereit első közelítésként az irodalomban megtalálható Bryson-szabály [16] alapján határoztam meg, majd többszöri hangolás után a (36) szerint megválasztva került futtatásra a szimuláció.

$$Q = \begin{bmatrix} 10^{-4} & 0 \\ 0 & 10^3 \end{bmatrix} \text{ és } R = 10^{-1} \quad (36)$$

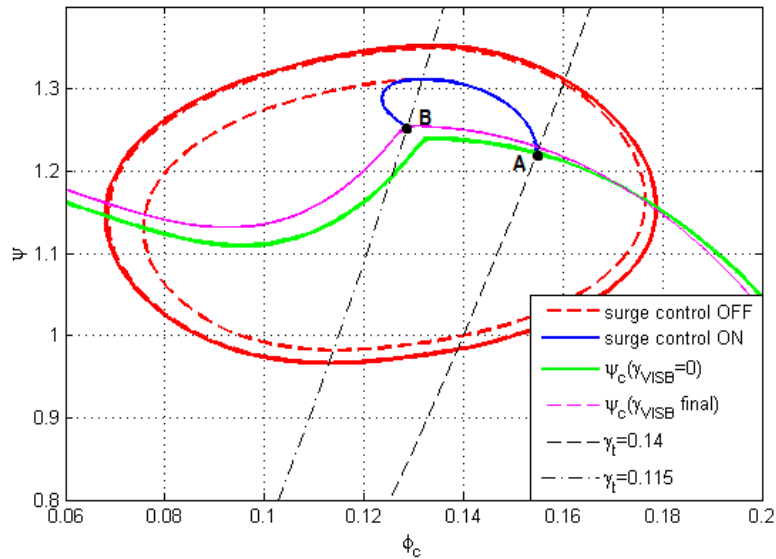
A szimuláció eredményei a 12. és 13. ábrákon láthatóak, előbbi a dimenziótlan idő függvényében, utóbbi pedig a kompresszor karakterisztikán mutatja be a létrejövő folyamatokat. Ezeken megfigyelhető, hogy az 13. ábrán látható A jelű munkapontból kiinduló szimuláció során szelep zárását követően a szabályozó képes a rendszert az eredeti pompázhatárnál kisebb szállításhoz is stabilan működtetni (13. ábra B pontja), tekintettel arra, hogy a jellemző oszcilláció nem jelentkezik a kék görbékkel jelzett esetben, amikor a szabályozó aktív. Ezzel szemben, amikor a szabályozó kikapcsolt állapotában hajtjuk végre a szimulációt, akkor a piros görbék tanúsága szerint – a rendszer munkaponti  $B$  viselkedés-paraméterének mérsékelt értéke okán – klasszikus pompázst tapasztalunk. A szabályozó aktív konfigurációjában megál-

lapítható, hogy a  $\gamma_{VISB}$  relatív nyitásnak egészen addig, amíg a szabályozó kimenete zérus alatt van, a valóságban azonban a szelep negatív nyitottságot nem tud megvalósítani még, ezért az még zárva marad. Ekkor azonban a kezdődő pompázs hatására az állapotváltozás már nagy meredekséggel zajlik, így a szabályozó nagy kezdeti beavatkozást hoz létre, majd utána a rendszer a VISB nyitottságának megfelelően stabilizálva beáll az új munkapontba (13. ábra B pontja), ami a VISB zárt állásánál mért pompázshatár alatti szállításhoz tartozik, tehát az aktív pompázs-szabályozó rendszer az elvárásoknak megfelelően kiterjesztette a kompresszor használható, stabil üzemállapot-tartományát.



12. ábra A szimuláció eredményei a dimenziótlan idő függvényében





13. ábra A szimuláció eredményei a kompresszor karakterizikán

Mindemellett kiemelten fontos megjegyezni azt, hogy a beavatkozó szerv dinamikájával kapcsolatosan eddig nem támasztottunk semmilyen követelményt, azonban az előrebecsélhető, hogy feltétlenül számottevően kisebb reakcióidővel kell rendelkezzen, mint a kompresszor, amint azt fentebb megállapítottuk, és ha potenciális aktuátor célszerűen MEMS alapú, akkor a dinamikával kapcsolatos kitételek mellett biztosíthatja az alacsony energiaigényt és jó hatásfokot is.

## EREDMÉNYEK, TOVÁBBFEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK

Amint az megállapítható volt a mérések alapján, a VISB módszer megfelelő védelmet képes biztosítani a kompresszor instabil üzemállapotai ellen, és ehhez egy lineáris kvadratikus értelemben optimális szabályozó tervezhető a kompresszor dinamikai modelljének linearizált formája alapján. Ennek megvalósítása érdekében MATLAB Simulink környezetben megalkottam a kompresszor rendszer dinamikai modelljét, mely az irodalomban fellelhető hasonló célú modellektől eltérő beavatkozási móddal rendelkezik, mely számottevő hatással van az állapottér reprezentációra. Mérési eredményekre alapozva a kompresszort hajtó aszinkron motor modelljének identifikációja történt meg, és került beépítésre a szimulációba, valamint szintén mérési adatsorokra támaszkodva meghatároztam a VISB hatását a kompresszor karakterisztikára, amely, mint elsődleges beavatkozási lehetőség került a modellben implementálásra. Megvizsgáltam a szabályozó által kiadott kimenő változót, és megmutattam, hogy a VISB működési tartományában lineáris összefüggéssel közelíthető, így a  $\gamma_{VISB}$  visszaszámolása nem okoz problémát, sőt, jelentősen leegyszerűsíthető. Az elvégzett szimuláció pedig megmutatta, hogy a tervezett szabályozó valóban képes stabilizálni a kompresszor üzemállapotát az elvárt tartományban.

Természetesen ez a vizsgálat sem tekinthető teljesnek, adódnak lehetőségek a további fejlesztésre is, melyek közül kiemelendő más típusú szabályozó tervezése, ami egyrészt takarhat a repülésben egyre inkább terjedő LPV eljárásokon alapuló rendszert, vagy pedig kilépve a lineáris megközelítés korlátaiból, nemlineáris metódusok megvalósítását.

Bár elsődlegesen a rendszer mechanikai kialakítását érinti, természetesen döntő hatással van a

szabályozó működésére és teljesítményére a VISB nyitásának felső határa, melyet növelve lehetőség volna nagyobb tartományban történő stabilizálásra.

A fentebb említetteken kívül a MEMS-re alapuló aktuátorok rendszer megvalósítása nagymértékben emelné a kutatások eredményességét.

## FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] BADMUS, O. O.; CHOWDHURY, S.; and NETT, C. N.: Nonlinear Control of Surge in Axial Compression Systems. *Automatica*, Vol. 32 (1996), pp. 59-70.
- [2] BALAS, Gary: Linear, Parameter-Varying Control and its Application to Aerospace Systems. Proceedings of the ICAS 2002 Congress, <http://www.icas-proceedings.net/ICAS2002/PAPERS/541.PDF>
- [3] BARTOLINI, G.; MUNTONI, A.; PISANO, A.; and USAI, E.: Compressor Surge Active Control via Throttle and CCV Actuators. A Second-Order Sliding-Mode Approach. International Workshop on Variable Structure Systems, 2008. VSS '08. pp. 274-279. 978-1-4244-2200-5. DOI: 10.1109/VSS.2008.4570720.
- [4] BENEDA Károly: Preliminary Results of Active Centrifugal Compressor Surge Control Using Variable Inducer Shroud Bleed. *Periodica Polytechnica*, Vol 39/2 (2011), pp. 49-54, ISSN 1587-3811, doi: 10.3311/pp.tr.2011-2.01
- [5] BENEDA Károly: Measurement System Improvements for Variable Inducer Shroud Bleed Surge Suppression. 10<sup>th</sup> International Conference New Technologies in Aviation Development, Kosice, 2012. ISBN 978-80-553-1083-1.
- [6] BENEDA Károly: Control of Centrifugal Compressor Surge Using MEMS Devices. Proceedings of 13<sup>th</sup> MINI Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies (VSDIA) 2012, Budapest, *megjelenés alatt*.
- [7] BØHAGEN, Bjørnar; and GRAVDAHL, Jan Tommy: Active surge control of compression system using drive torque. *Automatica*, Vol. 44, Issue 4 (April 2008), pp. 1135-1140. doi: 10.1016/j.automatica.2007.11.002
- [8] BOINOV, K. O.; LOMONOVA, E. A.; VANDENPUT, A. J. A.; and TYAGUNOV, A.: Surge Control of the Electrically Driven Centrifugal Compressor. Industry Application Conference, 2005. Fourtieth IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2005 Vol. 4, pp. 2887-2894. doi: 10.1109/IAS.2005.1518869
- [9] BOKOR József, GÁSPÁR Péter: Irányítástechnika járműdinamikai alkalmazásokkal. Typotex Kiadó, Budapest, 2008. ISBN 978-963-279-001-5.
- [10] BOTROS, K. K.: Single Versus Dual Recycle System Dynamics of High Pressure Ratio, Low Inertia Centrifugal Compressor Stations. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 133 (December 2011), doi: 10.1115/1.4004114
- [11] EPSTEIN, A. H.; FLOWCS WILLIAMS, J. E.; and GREITZER, E. M.: Active suppression of aerodynamic instabilities in turbomachinery. *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 5, pp. 204-211, 1989.
- [12] FERRARI, M. L.; PASCENTI, M.; MAGISTRI, M.; and MASSARDO, A. F.: Hybrid System Test Rig: Start-up and Shutdown Physical Emulation. *Journal of Fuel Cell Science and Technology*, Vol. 7 (2010), doi: 10.1115/1.3176663
- [13] GRAVDAHL, J. T.; EGELAND, O.; VATLAND, S. O.: Drive torque actuation in active surge control of centrifugal compressors. *Automatica*, Vol. 38 (2002), pp. 1881-1893.
- [14] GREITZER, E. M.: Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1976, pp. 190-211.
- [15] GYEVIKI, J.; and CSISZÁR, A.: DSP-k gyakorlati alkalmazása a folyamatirányításban. *Acta Agraria Kaposváriensis*, Vol. 10 (2006), pp. 163-176.
- [16] HESPANHA, J. P.: Undergraduate Lecture Notes on LQG/LQR Controller Design. <ftp://labattmot.ele.ita.br/ele/alessandro/Leitura/04%20-%20PAPERS/ARTIGOS/LQR/LQG%20-%20LQR%20controller%20design.pdf>
- [17] HORN, Wolfgang; SCHMIDT, Klaus-Jürgen; and STAUDACHER, Stephan: Effects of Compressor Tip Injection on Aircraft Engine Performance and Stability. *ASME Journal of Turbomachinery*, July 2009, Vol. 131, DOI: 10.1115/1.2988159.
- [18] HÓS, Csaba; CHAMPNEYS, Alan; and 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.
- [19] JAGER, BRAM DE: Rotating Stall and Surge Control: A Survey. Proceedings of the 34<sup>th</sup> Conference on Decision and Control, 1995. pp. 1857-1862.



- 
- [20] JAPIKSE, David: Centrifugal Compressor Design and Performance. Concepts ETI, Wilder (Vermont), USA, 1996.
- [21] KRSTIC, M.; PROTZ, J.M.; PADUANO, J. D. and KOKOTOVIC, P. V.: Backstepping designs for jet engine stall and surge control. Proceedings of the 35th Conference on Decision and Control, New Orleans, LA, pp. 3049-3055, 1995.
- [22] LEONESSA, A.; HADDAD, W. M.; AND LI, H.: Global Stabilization of Centrifugal Compressors via Stability-Based Switching Controllers. Proceedings of the 37th IEEE Conference on Decision & Control, Tampa, Florida USA December 1998. pp. 2569-2574. ISBN 0-7803-4394-8, DOI: 10.1109/CDC.1998.757838.
- [23] LIAW, D. C.; and CHANG, S. T.: Bifurcation Analysis of a Centrifugal Compressor. IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (SMC), 2011, pp. 1538-1543. ISBN 978-1-4577-0652-3, doi:10.1109/ICSMC.2011.6083889
- [24] LIPO, T. A., and PLUNKETT, A. B.: A Novel Approach to Induction Motor Transfer Functions. IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. PAS-93, Issue 5 (September 1974), ISSN 0018-9510, pp. 1410-1418, doi: 10.1109/TPAS.1974.293871
- [25] MOORE, F. K.; and GREITZER, E. M.: A Theory of Post-Stall Transients in Multistage Axial Compression Systems. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108 (1986), pp. 68-76, doi: 10.1115/1.3239887.
- [26] MOHAMMED, M. I.; MAKSOUD, R. M. A.; NOUSSIER, Z. B.; and AMER, F. Z.: Surge Avoidance Using Speed and Valve Methodologies Controlled by PID, Fuzzy and Neural Networks Approaches. International Conference on Computer Engineering & Systems (ICCES), 2011, pp.73-78, doi: 10.1109/ICCES.2011.6141015
- [27] MORINI, M.; PINELLI, M.; AND VENTURINI, M.: Analysis of Biogas Compression System Dynamics. Applied Energy, Vol. 86. (2009), pp. 2466-2475, doi: 10.1016/j.apenergy.2009.03.008
- [28] NORRIS, G., and WAGNER, M.: Boeing 787 Dreamliner. Zenith Press, Minneapolis, 2008. ISBN 978-0-7603-2815-6
- [29] OZPINECI, Burak and TOLBERT, Leon M.: Simulink Implementation of Induction Machine Model – A Modular Approach. IEEE International Conference on Electric Machines and Drives 2003, Vol. 2., pp. 728-734, ISBN 0-7803-7817-2, doi: 10.1109/IEMDC.2003.1210317
- [30] SHEHATA, R. S.; ABDULLAH, H. A.; and AREED, F. F. G.: Variable structure surge control for constant speed centrifugal compressors. Elsevier Journal of Control Engineering Practice, Vol. 17 (2009), pp. 815-833. doi:10.1016/j.conengprac.2009.02.002
- [31] UDDIN, N.; and GRAVDAHL, J. T.: Piston-Actuated Active Surge Control of Centrifugal Compressor Including Integral Action. In: Proceedings of 11th International Conference on Control, Automation and Systems, 2011, ISBN 978-1-4577-0835-0, pp. 991-996.
- [32] ZHAO, D.; BLUNIER, B.; DOU, M.; and MIRAOU, A.: Control of an Ultra High Speed Centrifugal Compressor for the Air Management of Fuel Cell Systems. Industry Applications Society Annual Meeting (IAS), 2012 IEEE, pp.1-8, 7-11 Oct. 2012. doi: 10.1109/IAS.2012.6374007