

Beneda Károly Tamás¹

CENTRIFUGÁLKOMPRESSZOR FALI MEGCSAPOLÁS VIZSGÁLATA NUMERIKUS ÁRAMLÁSTANI MÓDSZEREKKEL²

Centrifugálkompresszorokat széles körben alkalmaznak az iparban és a repülésben különféle munkaközegek sűrítésére. Bármilyen alkalmazásról is legyen szó, az alacsony szállítással járó instabilitások minden esetben kerülendőek. Kiemelkedő figyelmet kell, kapjon azonban közülük a pompázs, mely nagy amplitúdójú nyomás- és tömegáram lengéseivel mechanikai károsodásokat, anyagfáradást okoz, gázturbinás hajtóművekben az égésfolyamat megszakadásához vezet. A centrifugálkompresszor járókerék belépőél fali megcsapolása passzív pompázsgátló eszközként mind a repülésben, mind pedig dugattyús motorok turbófeltöltőiben gyakorta alkalmazott megoldás. A szerző kutatásai során a rendszer optimalizálása céljából először elméleti, majd kísérleti úton vizsgálta a módszer aktív kivitelének lehetőségeit. Az előző egy egydimenziós matematikai modell megalkotását takarja. A kísérletekhez pedig a BME Repülőgépek és Hajók Tanszék laboratóriumában megvalósításra került egy előzetes konstrukció, mellyel működés közben vizsgálható a statikus karakterisztika. Az átalakított berendezés kedvezőtlen geometriai korlátai miatt azonban a számított és mért eredmények messze esnek egymástól. Ez a matematikai modell pontatlanságaira utal, leginkább a rendszer geometriai kialakítását illetően. Ennek tisztázása érdekében egyrészt kiterjedt mérések elvégzése a cél, másrészt pedig, ami jelen cikknek is célja, hogy a problémát – természetesen támaszkodva a már elért valós mért eredményekre – numerikus áramlástani módszerekkel is részleteiben megvizsgálva, választ adjon az eltérések okára, illetve megoldással szolgáljon a matematikai modell finomítása érdekében.

INVESTIGATION OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR INDUCER SHROUD BLEED WITH COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS

Centrifugal compressors are widely used throughout the industry and aviation in order to compress various working media. Whichever application is used however, the instabilities arising in the low mass flow rate ranges have always to be avoided. Surge, which manifests in high amplitude pressure and mass flow oscillations, should be highlighted due to its capability of generating fatigue loads on system components and it also can lead to engine flameout in gas turbines. The inducer shroud bleed has been used widely as a passive surge suppression method in aviation and piston engine turbochargers. The author has established a simplified one dimensional mathematical model to describe the operation of a controllable variable inducer shroud bleed and in turn practical investigations were begun, which consists of modified compressor housing with controllable bleed orifices. The adverse geometry of the given compressor results in significant difference in predicted and measured values, which shows the uncertainty of the mathematical model, mostly in handling geometry. Thus there is a need to conduct more intensive measurements and, what is the goal of this paper, to investigate the problem in details using up-to-date computational fluid dynamics software, which have the role to clarify the reasons of the experienced differences and give a solution to refine the original mathematical model.

¹ egyetemi tanársegéd, BME Repülőgépek és Hajók Tanszék, beneda@rht.bme.hu

² Lektorálta: Dr. Kavas László okl. mk. alez; egyetemi docens, Nemzeti Közszolgálati Egyetem Katonai Repülő és Légvédelmi Tanszék, kavas.laszlo@uni-nke.hu

A centrifugális kompresszorok működése

Centrifugális kompresszorokat elterjedten alkalmaznak az iparban és a repülésben, ahol kis vagy mérsékelt tömegáramot kell kezelni és nagy nyomásviszony elérése a cél. Az áramlástan gépei működését az Euler-féle turbina egyenlet írja le, melynek munkagépekre érvényes alakja a következő:

$$\vec{M} = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}) \quad (1)$$

ahol

- $\vec{M}$ a nyomaték vektora
- $\dot{m}$ tömegáram
- r_2 kilépő sugár
- c_{2u} a kilépő abszolút sebesség tangenciális vetülete
- r_1 belépő sugár
- c_{1u} a belépő abszolút sebesség tangenciális vetülete

A közeg irányeltérítéséből adódó nyomaték az irányeltérítést végző gép szögsebességével beszorozva adja azt a teljesítményt, amely ennek a folyamatnak a fenntartásához szükséges:

$$P = \vec{M} \cdot \vec{\omega} = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}) \cdot \omega = \dot{m} \cdot (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}) \quad (2)$$

ahol

- P a sűrítésre fordított teljesítmény
- $\vec{\omega}$ a szögsebesség vektora
- u_2 a kilépő kerületi sebesség
- u_1 a belépő kerületi sebesség



1. ábra A Ganz kompresszor járókereke és radiális diffúzora eltávolított csigaházzal

A közeg sűrítésére fordított teljesítmény tehát függ a munkaközeg tömegáramától, valamint a kerületi sebesség és abszolút sebesség tangenciális vetületének szorzatától. Míg az axiális kompresszorok esetében a be- és kilépő kerületi sebességek közötti különbség nem számottevő, addig ez a különbség centrifugális kompresszorok tekintetében igen jelentős. Ezért az egy fokozattal elérhető nyomásviszony szubszonikus áramlási viszonyok mellett

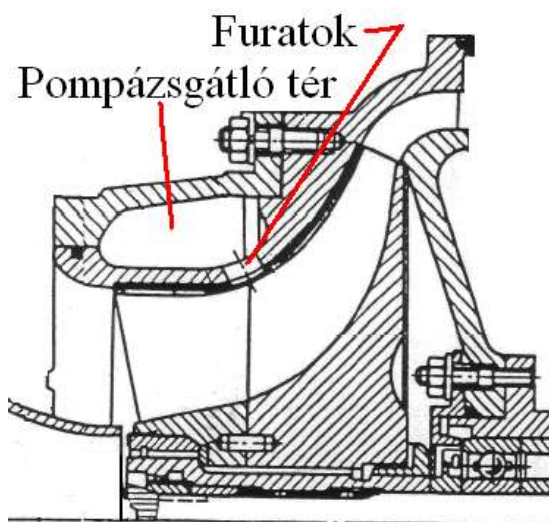
$\pi_{fok,ax}^* \approx 1,2 \div 1,3$, illetve $\pi_{fok,cf}^* \approx 3 \div 5$ közé tehető. Amennyiben a lapátózás kialakítása lehetővé teszi szuperszonikus áramlás létrejöttét is, ezek az értékek mindkét kialakítás esetén növekszenek.

A VÁLTOZTATHATÓ BELÉPŐÉL FALI MEGCSAPOLÁS

Kialakítás

A belépőél fali megcsapolás koncepciója nem új keletű, azonban a széles körben elterjedt megvalósítások kizárólag passzív megoldásként alkalmazták. Erre számtalan példát találhatunk a dugattyús motorok turbófeltöltőinél ([6]) illetve a repülésben, pl. TSz-21 ([1], lásd 2. ábra).

Az előbbiek elsősorban a környezetbe juttatják vissza a felesleges levegőmennyiséget, míg az utóbbiak általában zárt pompázsgátló térrel rendelkeznek, mely egy viszonylag rövid tranziens folyamat megfelelő kezelésére nyújt lehetőséget, de a hosszú távú üzemelésben mindenképpen kerülendőek az instabilitást előidézni képes alacsony szállítások a tároló térfogat véges nagysága okán.



2. ábra A TSz-21 pompázsgátló tere ([1] nyomán)

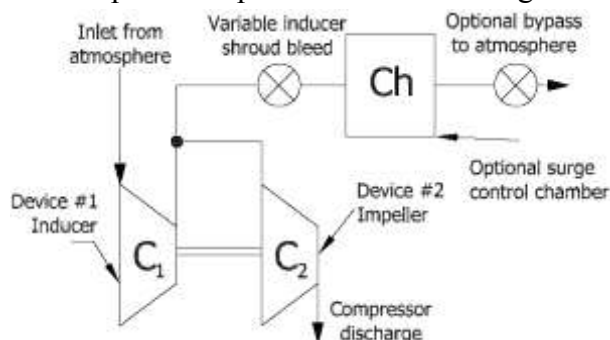
A BME Repülőgépek és Hajók Tanszéken meglévő, szabályozható fordulatszámú, háromfázisú elektromos meghajtású centrifugálkompresszorának házában tizenkét, az atmoszférával közvetlen kapcsolatban álló pompázsgátló furat került kialakításra. A kompresszor járókereket és a módosított, furatokkal és az azok zárószerkezetével ellátott házat mutatja a 3. ábra.



3. ábra A Ganz kompresszor házán kialakított pompázsgátló rendszer

Matematikai modell

A szerző által létrehozott matematikai modell (SCM³, lásd [3]) a centrifugális kompresszorok hagyományos egydimenziós számításán alapul, azonban a belépőél (angol szakirodalomban „inducer”) és a radiális csatornarész (angolul „impeller”) két különálló logikai egységként kerül számításra, közöttük pedig a megmaradási egyenletek teremtik meg az összhangot. A két eszköz osztása célszerűen abban a keresztmetszetben történik, ahol a pompázsgátlás céljából a levegő kieresztése történik. A felbontást a 4. ábra mutatja. A modell nagy előnye, hogy maximális rugalmasságot biztosít a különböző pompázsgátló rendszerek vizsgálatára. A választható pompázsgátló tér esetében, ha végtelen térfogatot adunk meg, a számítások eredményei az atmoszférikus kapcsolatra jellemzőek lesznek, míg a zárt tér szimulációja a környezetbe visszaeresztő szelep zárt állapotával valósulhat meg.

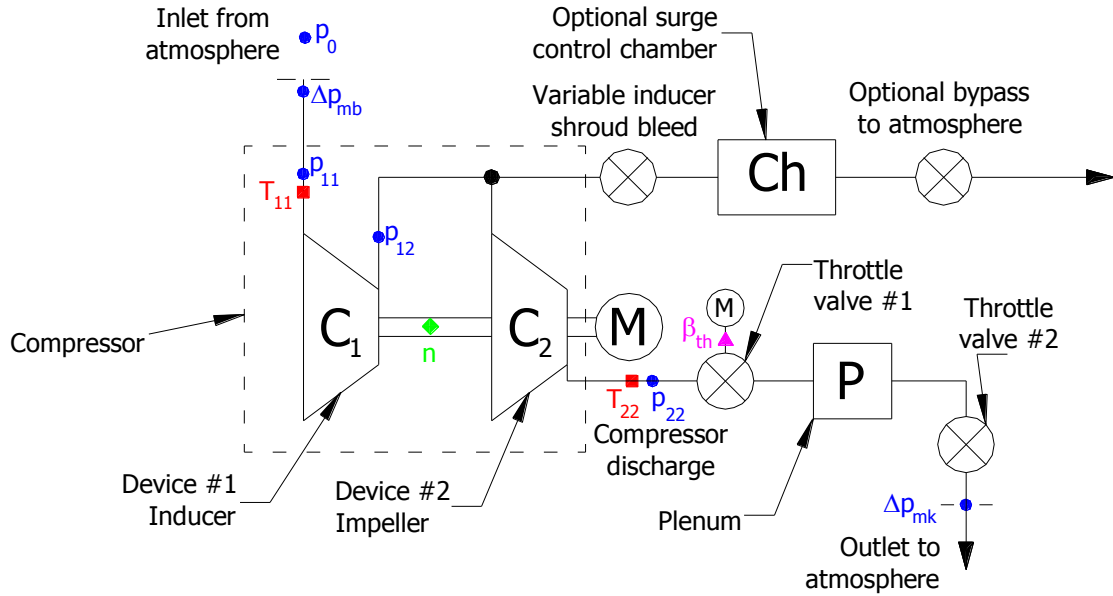


4. ábra A szétválasztott kompresszor modell ([3] nyomán)

Mérési eredmények

A mérések a BME Repülőgépek és Hajók Tanszék kompresszor próbapadján kerültek kivitelezésre, mely szabályozható fordulatszámmal rendelkezik, és részletes leírása megtalálható a [1]-ben. A mért mennyiségek jellege és rendszerbeli elhelyezkedése figyelhető meg alább (5. ábra).

³ SCM: Split Compression Model – szétválasztott kompresszió modell



5. ábra A mérési pontok ([2] nyomán)

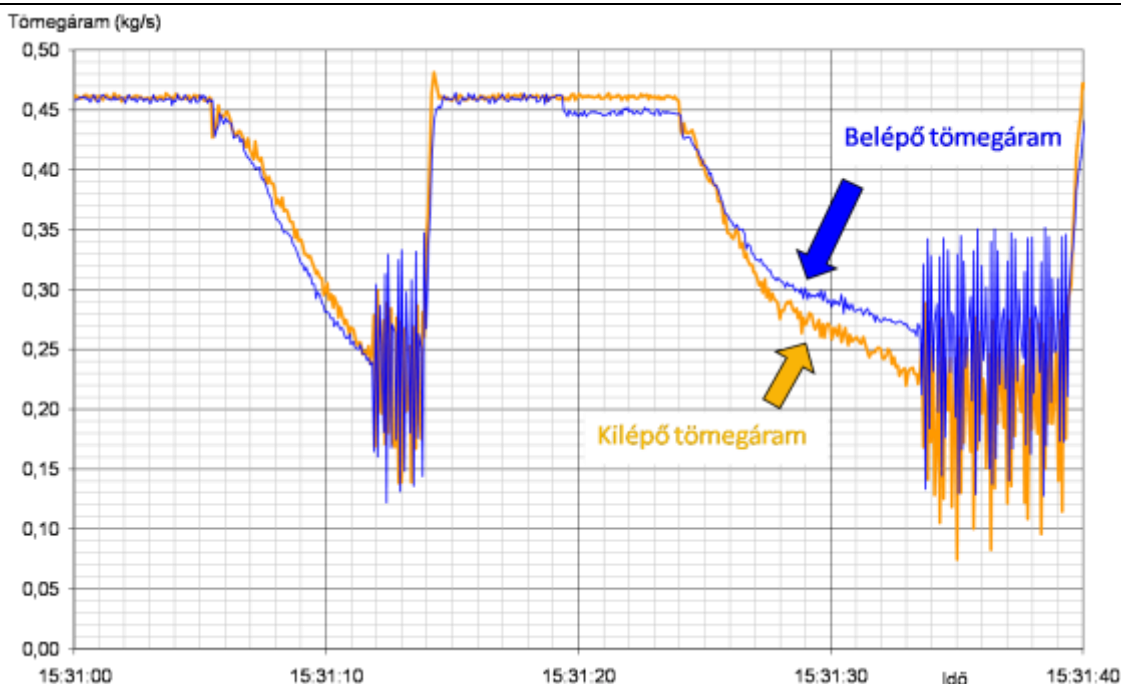
Az elvégzett kísérletek eredetileg a kompresszor teljes fordulatszám-tartományában több, a pompázsgátlás teljes zárását és nyitását is magába foglaló méréssorozatot tartalmaztak volna. Azonban az egészet megelőző kalibráló mérés során fény derült arra, hogy a létrehozott kiáramló keresztmetszet nem hoz létre akkora különbséget a szállított tömegáramban, mint amennyit eredetileg a matematikai modell alapján várható volt.

A mérés során a kilépő fojtószeleppel a pompázsgátló furatok minimális illetve maximális nyitottsága mellett sikerült ugyan eltérést detektálni a pompázs kialakulásában, mely a várakozásoknak megfelelően kisebb szállításhoz jött létre, azonban az előrejelzett közel 16%-os csökkenéshez képest (lásd [1]) mindössze feleannyi, nagyjából 8%-kal mérséklődött az érték. A számítást a mérési eredményekkel a (3) egyenlet tartalmazza. A mérési eredményeket tartalmazó diagramot a 6. ábra tartalmazza.

$$\delta \dot{m}_{PH} = \frac{\dot{m}_{PH_VISB} - \dot{m}_{PH_norm}}{\dot{m}_{PH_norm}} = \frac{0.23 \text{ kg/s} - 0.25 \text{ kg/s}}{0.25 \text{ kg/s}} = -0.08 \quad (3)$$

ahol

- $\delta \dot{m}_{PH}$ a pompázshatárhoz tartozó tömegáram relatív megváltozása az eredetihez képest
- $\dot{m}_{PH_norm}$ az eredeti pompázshatárhoz tartozó tömegáram
- $\dot{m}_{PH_VISB}$ a fali megcsapolással megvalósuló pompázshatárhoz tartozó tömegáram



6. ábra Kompresszor pompázs a furatok zárt (balra) illetve nyitott állásánál (jobbra) ([2] nyomán)

Az eltérés hátterében minden bizonnyal az a kedvezőtlen geometria áll, mely a megvalósított pompázgátló furatokat jellemzi. A kompresszor csigaháza miatt ugyanis nem lehetett merőlegeshez közeli, hanem a radiálissal 60, a forgástengellyel 30 fokos szöget bezáró tengellyel lehetett csak furatokat létrehozni. Ezek azonban az áramlási irányhoz képest jelentős irányeltérítést igényelnek, amennyiben rajtuk kiáramlás veszi kezdetét. Ez a probléma a megvalósított furatok mélyreható vizsgálatát teszi szükségessé, mely numerikus áramlástan szoftver segítségével lehetséges.

A PROBLÉMA NUMERIKUS ÁRAMLÁSTANI VIZSGÁLATA

Bevezetés

A numerikus áramlástan feladata különböző közegek áramlásának fizikai-matematikai modellezése számítógépek segítségével, ahol az adott vizsgálat a valóságban nem, vagy valamilyen ok miatt nehezen volna elvégezhető. Természetesen az eredményeket minden esetben össze kell vetni valós adatokkal, hogy meggyőződhessünk a számítások helyes kimenetével.

Az áramlások numerikus vizsgálata esetén mind a sűrűdésos áramlások leírására szolgáló egyenleteket, mind pedig az áramlási teret diszkrét, véges kiterjedésű térfogatokra osztjuk. Ez azt jelenti, hogy a differenciálegyenleteket alkotó elemi változásokat véges, de természetesen kellően kicsiny különbségekre konvertálva, az így kapott differenciaegyenletet az áramlási tér kiválasztott pontjaiban oldjuk meg. Mivel az így nyerhető eredmény csak kellőképpen nagy számú elem esetében közelít a valósághoz, kézi megoldásról nem jöhet szóba. A nagy

teljesítményű személyi számítógépek elterjedésével azonban a CFD⁴ programok is hozzáférhetővé váltak a kisebb szervezetek, pl. egyetemek, kisebb tervező cégek számára.

A BME Repülőgépek és Hajók Tanszékén rendelkezésre áll az ANSYS multifizikai szoftvercsomag, melynek numerikus áramlástani felülete kiválóan alkalmazható az áramlástechnikai gépekben lejátszódó folyamatok szimulációjára.

A CFD-ben alkalmazott egyenletrendszer

Az áramlások matematikai modellezése különböző megmaradási egyenletek segítségével történik, melyeket nemlineáris differenciálegyenlet-rendszerként írhatunk fel. Ez, kivéve a legegyszerűbb eseteket (pl. állandósult áramlás egyenes csővezetékben) nem oldható meg egyszerűen, ezért számítógépes támogatásra mindenképpen szükség van, amivel a nagy mennyiségű számítási művelet viszonylag rövid idő alatt elvégezhető ([5]).

A megmaradási egyenletek között megtaláljuk a tömeg-, energia- és impulzus megmaradás jól ismert törvényeit. Ezeket általában konzervatív formában szokás megjeleníteni. Így tehát a tömegmegmaradás törvénye:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{c}) = 0 \quad (4)$$

ahol

- ρ a közeg sűrűsége
- t az idő
- $\vec{c}$ a sebességvektor

Az impulzus megmaradásának leírása a Navier-Stokes egyenlet segítségével történik, mely az ideális áramlások esetén az Euler-egyenlettel helyettesíthető. Ez a tér három, egymásra páronként merőleges irányára a következő alakot ölti:

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot u \cdot \vec{c}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho \cdot f_x \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot v \cdot \vec{c}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho \cdot f_y \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot w \cdot \vec{c}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho \cdot f_z \quad (7)$$

ahol

- x, y, z a tér három, egymásra páronként merőleges iránya
- u, v, w az áramlás sebességének a tér x, y, z vetületei
- p a közeg nyomása
- τ csúsztatófeszültség
- f térfogategységre vonatkoztatott erőhatás

Az energiaegyenlet az utolsó, mely segítségével egy áramlástani folyamat leírása teljessé tehető. Ennek formája a következő:

⁴ CFD: Computational Fluid Dynamics, numerikus áramlástan

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial \left[\rho \cdot \left(e + \frac{\bar{c}^2}{2} \right) \right]}{\partial t} + \nabla \cdot \left[\rho \cdot \left(e + \frac{\bar{c}^2}{2} \right) \cdot \bar{c} \right] = \rho \cdot \dot{q} + \frac{\partial \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right)}{\partial x} + \frac{\partial \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right)}{\partial y} + \frac{\partial \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right)}{\partial z} - \\
 & - \left[\frac{\partial(u \cdot p)}{\partial x} + \frac{\partial(v \cdot p)}{\partial y} + \frac{\partial(w \cdot p)}{\partial z} \right] + \left[\frac{\partial(u \cdot \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u \cdot \tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u \cdot \tau_{zx})}{\partial z} \right] + \\
 & + \left[\frac{\partial(v \cdot \tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v \cdot \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v \cdot \tau_{zy})}{\partial z} \right] + \left[\frac{\partial(w \cdot \tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w \cdot \tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w \cdot \tau_{zz})}{\partial z} \right] + \rho \cdot \vec{f} \cdot \bar{c}
 \end{aligned} \quad (8)$$

ahol

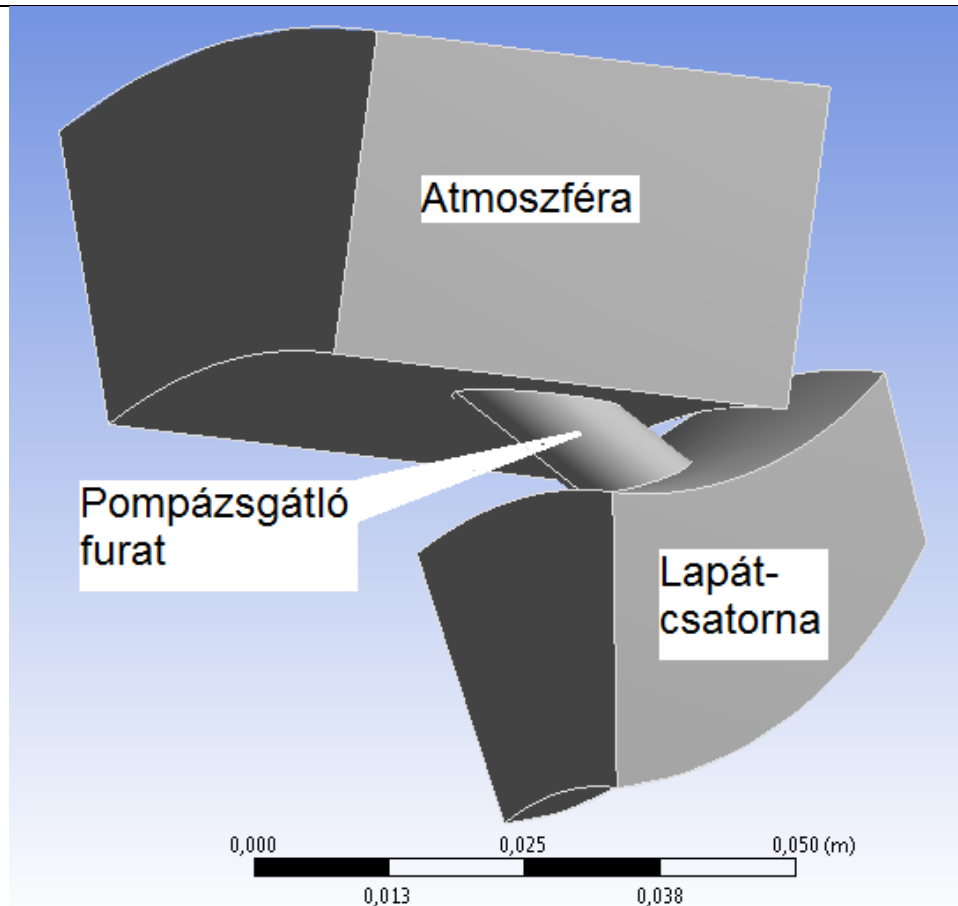
- e a közeg fajlagos statikus entalpiája
- $\dot{q}$ az időegység alatt a rendszernek átadott fajlagos hőmennyiség
- T az abszolút hőmérséklet
- k a hőátadási tényező

Vizsgálatok egyszerűsített modell segítségével

Az első vizsgálatot egy jelentősen egyszerűsített modell segítségével hajtottam végre. A szimuláció gyors megvalósíthatóságának érdekében egy olyan kiragadott részét hoztam létre a teljes kompresszor áramlási térnek, melynek szűkebb értelemben véve az eredményei bemutathatják, miként alakulnak a pompázsgátló furatokban a kedvezőtlen geometria okán létrejövő leválások, és mekkora keresztmetszet-csökkenéshez vezet jelenlétük.

A vizsgálatokhoz használt áramlási tér

Fentebb említésre került az elv, amelyet a geometria létrehozásánál szem előtt tartottam. Ennek megfelelően az egyszerűsített modell a járókerék két szomszédos lapátja közötti csatorna egy részét tartalmazza, a pompázsgátló furatok előtti és utáni szakaszon, valamint a fölötté elhelyezkedő furatot egy kis szelettel az atmoszférából, melyben a furaton keresztül távozó közeg áramlási viszonyai figyelhetőek meg. A modellt a 7. ábra mutatja.



7. ábra Az egyszerűsített modell

Az áramlási tér diszkretizálása

A probléma megoldásának következő állomása a megalkotott geometria hálózása, melynek során a program a beállított paramétereknek megfelelően meghatározza azokat a pontokat, melyekben a megoldás során az állapotjelzőket meg kell határozni.

A hálózás tekintetében legfontosabb jellemző, hogy milyen típusú hálót kell generáljon a program. A háló lehet strukturált, nem strukturált, illetve ezek kombinációjaként hibrid.

Strukturált háló

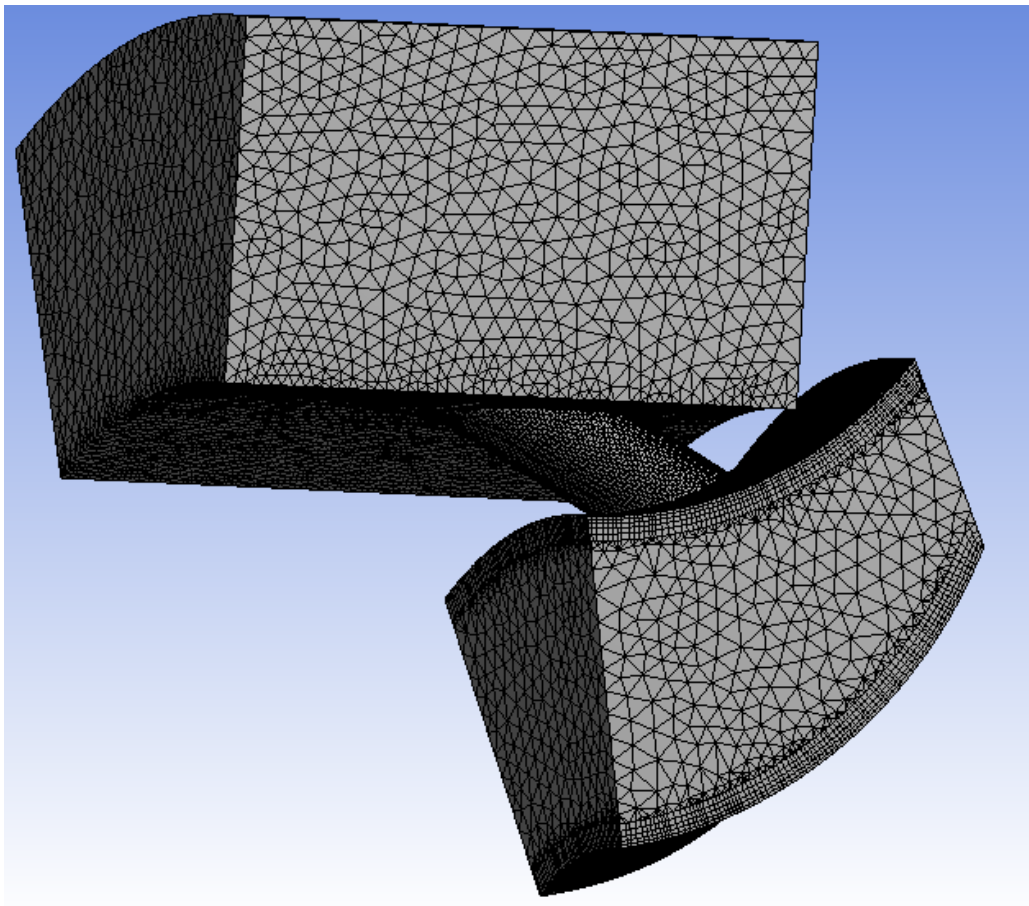
A strukturált háló esetében az elemek valamely szabály szerint kapcsolódnak egymáshoz, ezzel jelentősen csökkenthető a feladat megvalósításához szükséges memória. A legnagyobb probléma a strukturált hálóval, hogy elemei kizárólag hexaéderek lehetnek, ezzel viszont nem minden geometria hálózható be a követelményeknek megfelelően.

Nem strukturált háló

Az előzővel ellentétben nem strukturált háló esetén minden egyes szomszédos elem kapcsolódásáról információval kell rendelkezni, ez nagy memóriát igényel. Cserébe viszont bármilyen elem geometria használható, ami a háló nagyfokú rugalmasságához vezet, azaz szinte bármilyen test hálózása lehetségessé válik.

A hálózáshoz nem strukturált tetraéderez hálót választottam, mellyel lehetőség nyílt a határrétegek szükséges hálósűrítésére, valamint a nagyobb térrészek kevésbé finom hálóval

való ellátására. Az elemszám a kis geometria miatt mindössze 135000 körüli értékre adódott, miközben a határrétegekben maximum 0,5mm-es hálóelemek találhatók. Az elkészült hálót a mutatja.



8. ábra: Az egyszerűsített modell hálózása

A peremfeltételek

Ez a lépés éppen olyan fontos, mint az előzőek, hiszen egy nem kellően átgondolt peremfeltétel az egész számítást könnyen értékelhetetlenné teszi. Éppen emiatt különösen fontos, hogy a számítógépes szimuláció eredményeit a valósággal egybevegyük, azaz validáljuk, és csak akkor fogadjuk el, mint reális eredményt, ha kellő egyezés figyelhető meg az összeillő adatok között.

A peremfeltételek alapértelmezett típusa az ANSYS CFX-ben a fal, vagyis az áramlási teret határoló szilárd határfelület, melyen keresztül anyagáramlás nem jöhet létre, illetve közvetlen közelében a sebességvektor kizárólag a felületi normálisra merőleges, azaz a felülettel párhuzamos lehet.

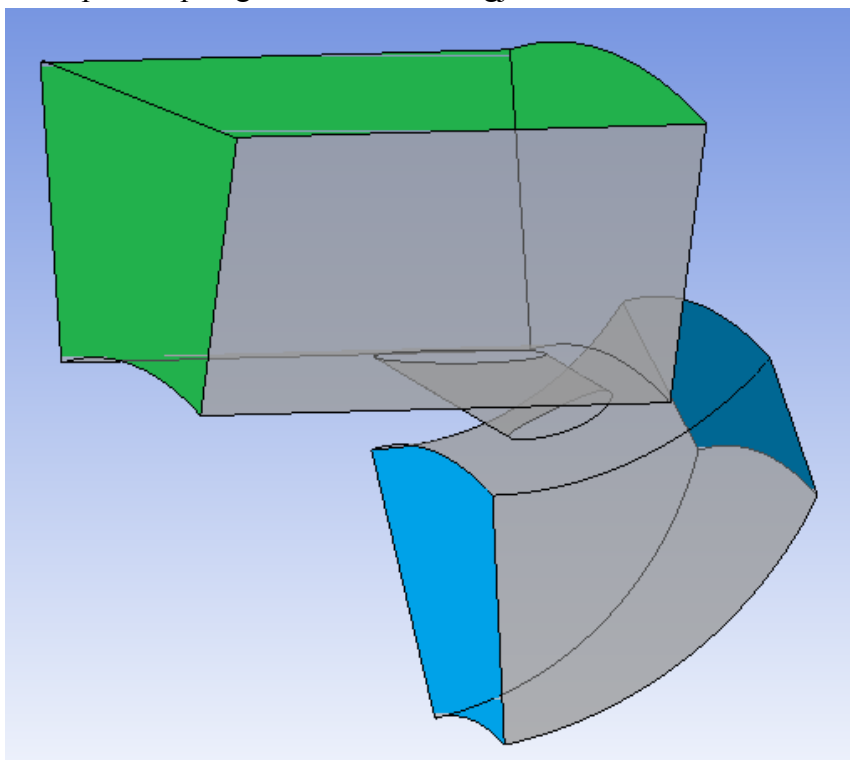
Amelyik felületen keresztül anyagáramlás valósul meg, annak ettől eltérő feltételt kell meghatározni. Ezek a következők lehetnek:

1. Belépés az áramlási térbe (Inlet)
2. Kilépés az áramlási térből (Outlet)
3. Nyílás, melyen bármilyen irányú áramlás létrejöhet (Opening)
4. Szimmetria (Symmetry)

A teljes geometria egyetlen álló tartományból áll, ugyanis ezen vizsgálat során olyan peremfeltételeket adtam meg, melyek a lapátcsatornában olyan jellegű áramlást hoznak létre, amely a mérésekkel alátámasztható. Ennek nyomán, elhanyagolva a lapátcsatorna forgó mozgását, a relatív áramlás viszonyaira koncentráltam. A lefolytatott mérések eredményei szerint a pompázs közeli tömegáramoknál a furatok keresztmetszetében a lapátvégeknél uralkodó statikus nyomás atmoszférikusnál nagyobb (míg normál szállítási körülmények között kisebb a fali statikus nyomás). Ennek köszönhetően a furatokon keresztül kiáramlás jön létre.

A peremfeltételek a lapátcsatorna áramlás iránya szerinti belépő keresztmetszetére statikus nyomást, kilépésénél tömegáramot, a pompázsgátló furatot övező atmoszféra térrész megfelelő oldalain pedig ki- és beáramlást egyaránt megengedő nyílást (opening) határoztam meg, az atmoszférikushoz képesti zérus statikus nyomáskülönbséggel. Mivel a modell a teljes járókerék tizenketted része, így a teljes tömegáramhoz képest a kilépő tömegáram is ilyen arányossággal került megállapításra.

A peremfeltételeket a 9. ábra mutatja be, ahol a belépés világoskékkel, a kilépés sötétkékkel, az atmoszférikus kapcsolat pedig zölddel került megjelölésre.



9. ábra: A peremfeltételek

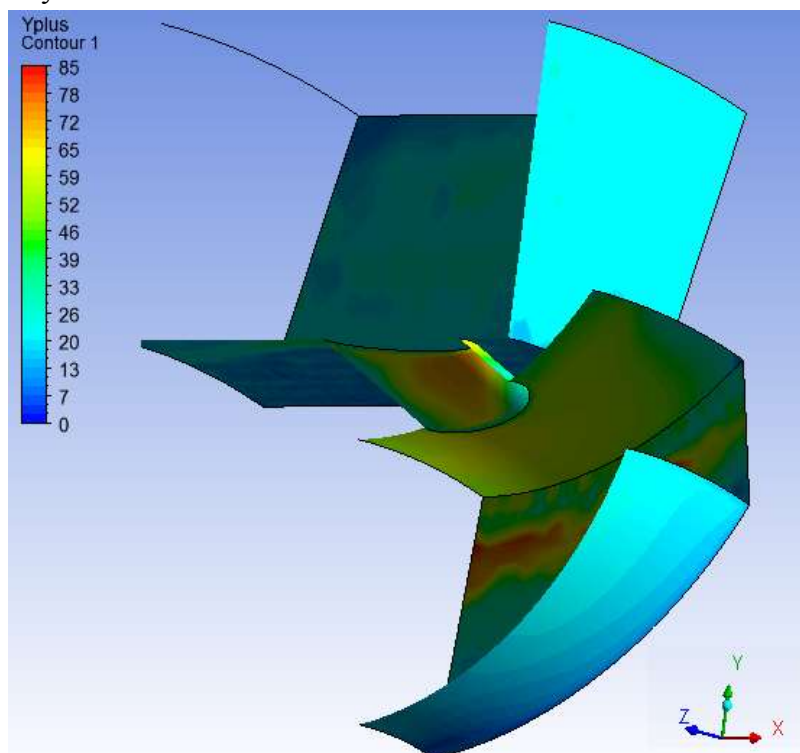
A futtatás

A tényleges CFD szimuláció tulajdonképpen itt kezdődött, és az emberi beavatkozás a végeredmények értékelése előtt egyúttal véget ért. Miután a szoftver a beállítások szerint megoldotta az egyenletrendszert, következhet a kiértékelés. Ennek azonban nagyon fontos része, hogy meggyőződjünk arról, hogy a kapott megoldás vajon mennyiben tekinthető reálisnak. Ez két lépcsőből álló folyamat, elsőként – még a tényleges áramlási viszonyok valóságoshoz történő hasonlítását megelőzően – szükséges az y^+ értékének, vagyis a dimenziótlan faltávolságnak az ellenőrzése. Amennyiben ez túl nagy értékeket képvisel, az a

megoldás pontatlanságát, a határréteg túlzott vastagságát jelenti, vagyis a szoftver által számolt értékek nem tekinthetők megoldásnak, és más beállításokkal a szimuláció megismétlendő. A konkrét kritérium a gyakorlatban:

$$y^+ < 300 \quad (9)$$

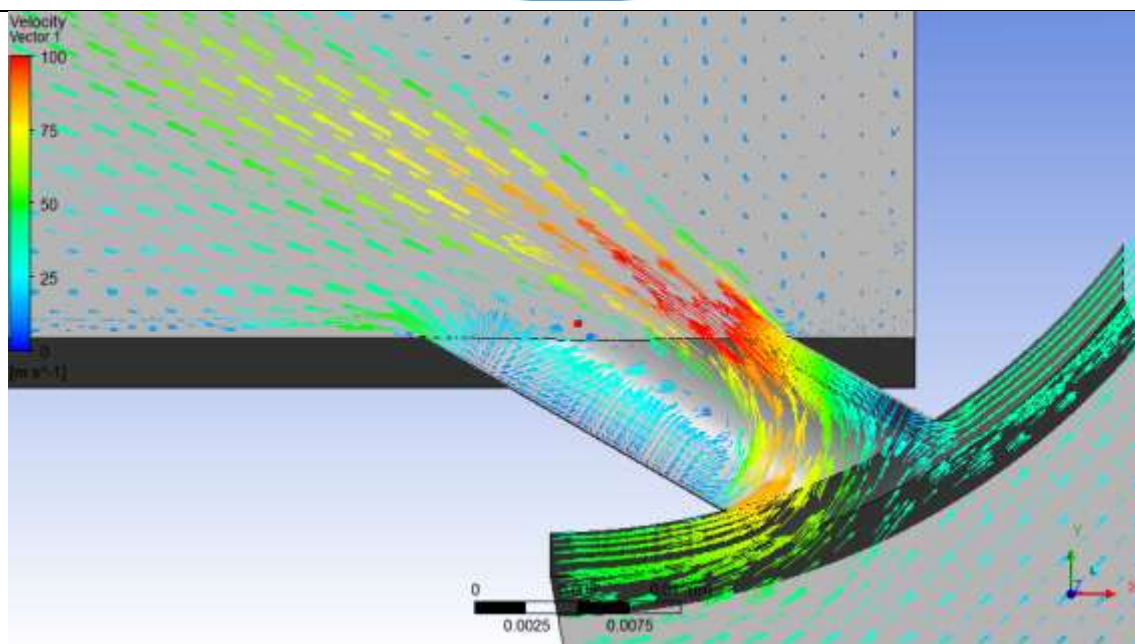
A jelen futtatás során az alapértelmezettként fálnak beállított felületekre kellett megjeleníteni az értékeket, melyet a 10. ábra mutat. Megállapítható, hogy a (9) egyenletnek megfelelő értékeket eredményezett a számítás.



10. ábra Az y^+ dimenziótlan faltávolság értékei az egyszerűsített modell metszetén

Az eredmények

Az eredmények tekintetében a sebességeloszlást érdemes megvizsgálni, mely tökéletesen mutatja a pompázsgátló furatban kialakuló leválás elhelyezkedését és térbeli kiterjedését, valamint hatását a körülötte zajló kiáramlásra. Ezt illusztrálja a 11. ábra.



11. ábra: Sebességeloszlás a szimmetriasíokban

Másik oldalról az ANSYS által biztosított Function Calculator lehetőséggel kiszámítható pl. a pompázsgátló furaton keresztül távozó tömegáram, melyet a furatok számával (12) beszorozva megkapjuk a teljes rendszeren a szimulált körülmények között távozó mennyiséget (10. egyenlet).

Function Calculator

Function:

Location: ...

Case:

Variable: ...

Direction: X

Fluid:

Results

Mass Flow on ISB_atm

-0.00355293 [kg s⁻¹]

Mass Flow on Belep

0.0235552 [kg s⁻¹]

Mass Flow on Kilep

-0.02 [kg s⁻¹]

☐ Clear previous results on calculate

☐ Show equivalent expression

12. ábra A Function Calculator képernyője az eredménnyel

$$\dot{m}_{ISB} = 12 \cdot \dot{m}_{furat} = 0,04264 \text{ kg / s} \quad (10)$$

ahol

- $\dot{m}_{ISB}$ a teljes távozó mennyiség
- $\dot{m}_{furat}$ az egy furaton keresztül távozó mennyiség

Amennyiben megvizsgáljuk az ide vonatkozó mérési eredményeket (6. ábra), azt tapasztalhatjuk, hogy a belépő és kilépő tömegáramok is összhangban vannak a mért eredménnyel:

$$\dot{m}_{be} = 12 \cdot \text{"Mass Flow on Belep"} = 0,2826 \text{ kg / s} \quad (11)$$

$$\dot{m}_{ki} = 12 \cdot \text{"Mass Flow on Kilep"} = 0,24 \text{ kg / s} \quad (12)$$

Vizsgálatok a teljes áramlási tér modellezésével

Célok

Miután megvizsgáltam az egyszerűsített geometriát, természetes továbbfejlesztési irány volt a valóság minél pontosabb reprodukálása, ami a teljes áramlási tér modellezését jelentette.

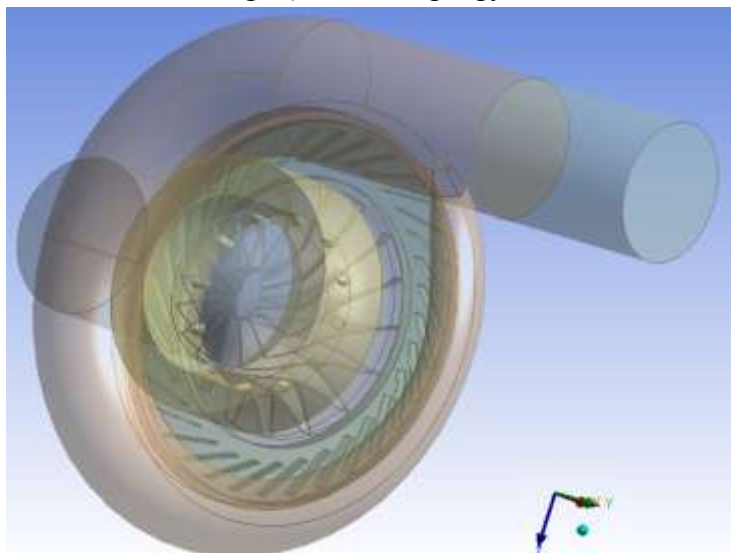
Ennek kapcsán született egy Tudományos Diákköri dolgozat [4], mely során jó egyezést sikerült találni a mért és szimulált kompresszor karakterisztika között.

A geometria létrehozása

A feladat megoldásában a legelső lépés az áramlási tér modelljének elkészítése, melynek során nagyon fontos, hogy jelen esetben inverz geometria létrehozása szükséges, hiszen a szilárd falakkal határolt térrészen belül kialakuló viszonyok megismerése a célunk. Az adott vizsgálat tekintetében még fontosabb, hogy egymástól jól elkülöníthető modulokból állítsuk össze a teljes áramlási teret, mert azt nem csupán álló tartományok alkotják, hanem van egy olyan térrész is, mely forgó mozgást végez – ez a forgólapátok közötti csatorna. A vizsgált tér a következő tartományokat foglalja magába:

1. szívócsatorna;
2. kompresszor forgólapátozás;
3. lapát nélküli és lapátos diffúzor;
4. csigaház;
5. elvezető cső;
6. pompázsgátló furatok és az atmoszféra a pompázsgátló furatok körül.

A kompresszor egyes funkcionális tartományai közül kitűnik az utolsó, mely a pompázsgátló furatok körül kialakított térrész, melynek határoló felületein atmoszférikus nyomás uralkodik. Mivel ilyen egyértelmű peremfeltétel a pompázsgátló furatokra nem adható meg, ezért volt szükség erre a kiegészítő térfogatra, melyben kialakulhat és vizsgálhatóvá válik a pompázsgátló furatokat elhagyó közeg áramlása. Mindegyik térrész az ANSYS DesignModeler moduljának alkalmazásával készült, kivéve a járókerék lapátozása, melyet IGES formátumban importáltam be SolidEdge tervezőprogramban történő megalkotása után. Ez volt lényegében a kritikus mozzanat a modellezés során, mivel (leszámítva a csigaház belső geometriájának mérési nehézségeit) ez lesz legnagyobb kihatással a végeredményekre.

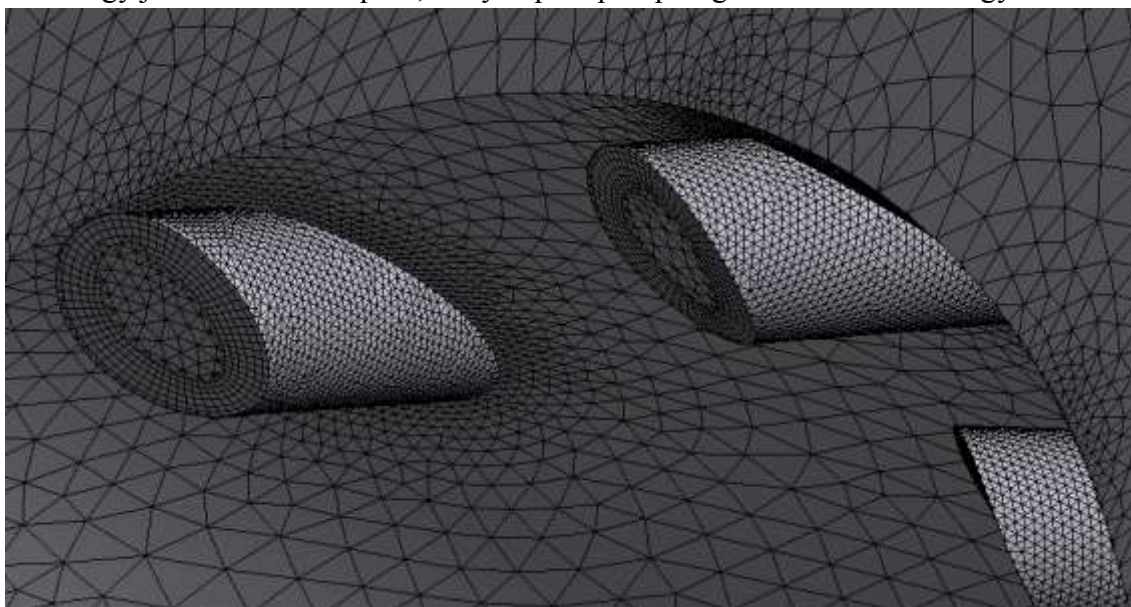


13. ábra A teljes áramlási tér modellje

Az áramlási tér diszkretizálása

A háló elkészítésénél arra törekedtem, hogy a bonyolult geometria ne jelenthessen problémát a megoldás során, így az összes tartományra megfelelő sűrű hálót próbáltam illeszteni. A beállítások során az egyes tartományok hálóelem méreteit 1,2 és 3mm közötti értékekben határoztam meg, az álló, cső jellegű tartományokra a nagyobb, a forgó, illetve álló, de kisebb áramlási keresztmetszetekből összetevődő tartományokban (lapátos diffúzor, pompázsgátló furatok) a kisebb értékeket alkalmazva. Használtam ezen kívül a határrétegben történő hálósűrítést, 3mm vastagságban 5 réteggel. Végezetül az egyes kritikus, tartományok közötti átmenetet képező felületekre is adtam meg hálóméret előírást, itt 0,5mm elemnagyságot tartottam indokoltnak.

Ezek összesítésével létrejött háló közelítőleg 3.220.000 csomópontot és 12.840.000 elemet tartalmaz, melyek csomópontokból közel 1.000.000 jutott a járókerékre és 800.000 a lapátos diffúzorra. A háló olyan sűrű lett, hogy távlati képet mutatni értelmetlen, több információ nyerhető egy jellemző közelképből, melyen pl. a pompázsgátló furatrendszer figyelhető meg.



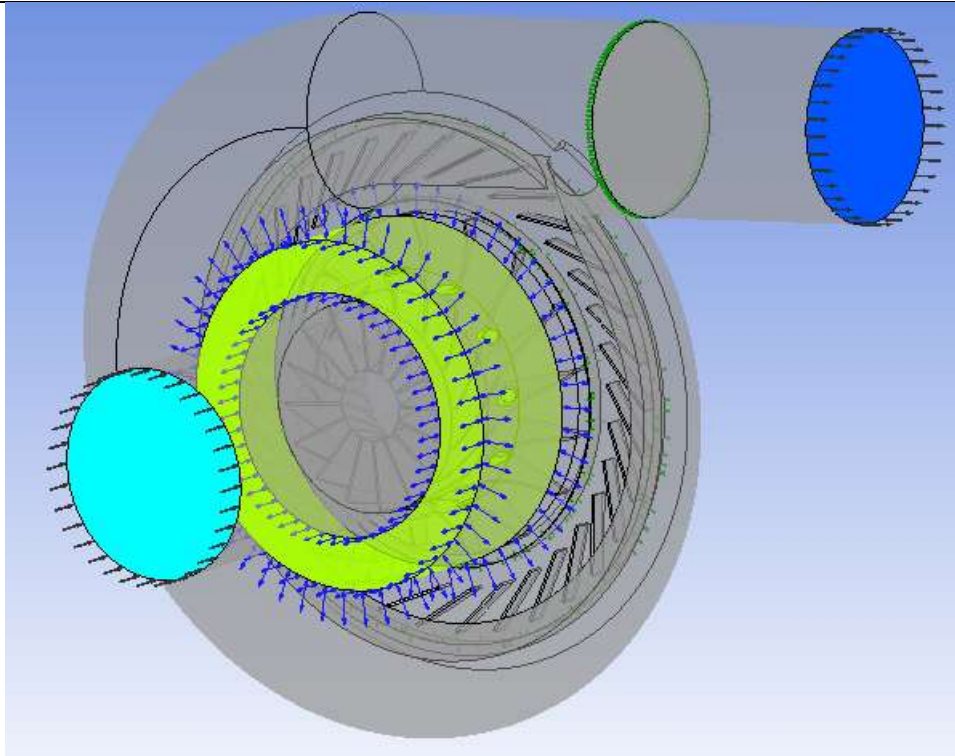
14. ábra A pompázsgátló furatok és az azokat körülvevő atmoszféra hálójának egy része

A peremfeltételek meghatározása

A vizsgálat során a következő felületek vesznek részt a tömegáramok átbocsátásában:

1. Belépés a szívócsatornába (Inlet)
2. Elvezető cső kilépése – ez Opening feltételként lett meghatározva, mert pompázó esetén visszafelé áramlik a közeg
3. Pompázsgátló furatok körüli atmoszféra – az előzőhöz hasonlóan Opening, mivel a kompresszor különböző üzemiállapotaiban be- és kiáramlás is lehetséges itt

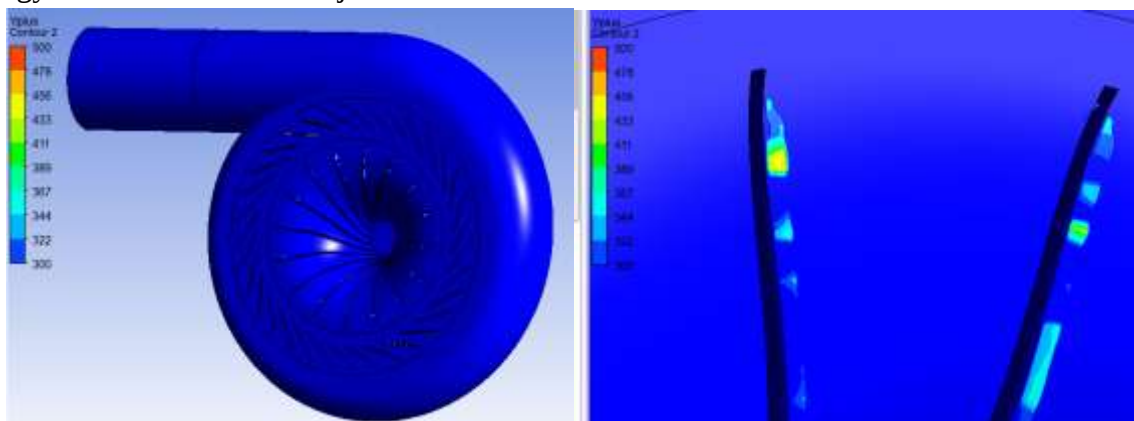
Az alkalmazott peremfeltételekről a 15. ábra ad képet.



15. ábra A teljes áramlási tér peremfeltételei

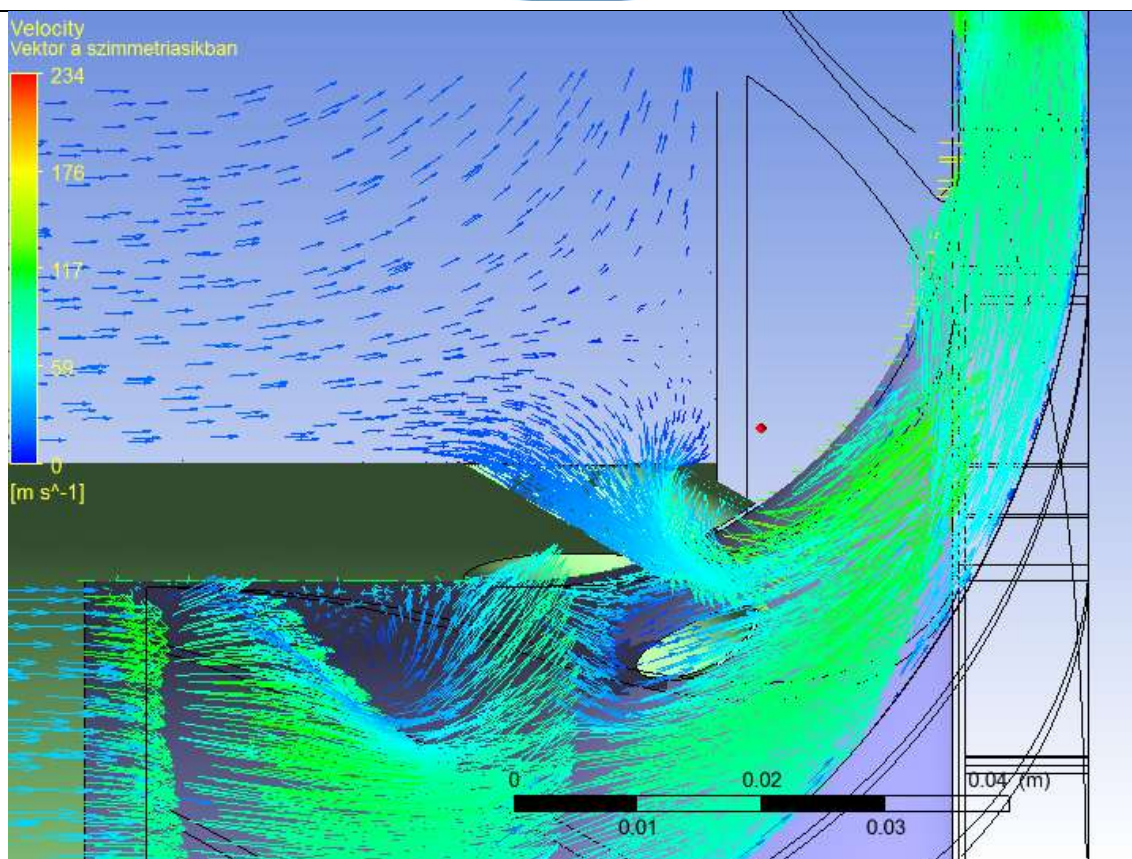
A szimuláció eredményei

A dimenziómentes faltávolság ellenőrzése hasonlóképpen zajlott az egyszerűsített modellhez. Itt azonban már látható volt, hogy bár nem számottevő mértékben, de előfordultak olyan régiók (járólapátok közelében), ahol ez a változó a megengedettnél nagyobb értéket vett fel, ahogyan azt a 16. ábra mutatja.



16. ábra A dimenziómentes faltávolság y^+ alakulása a teljes áramlási tér modellezésénél

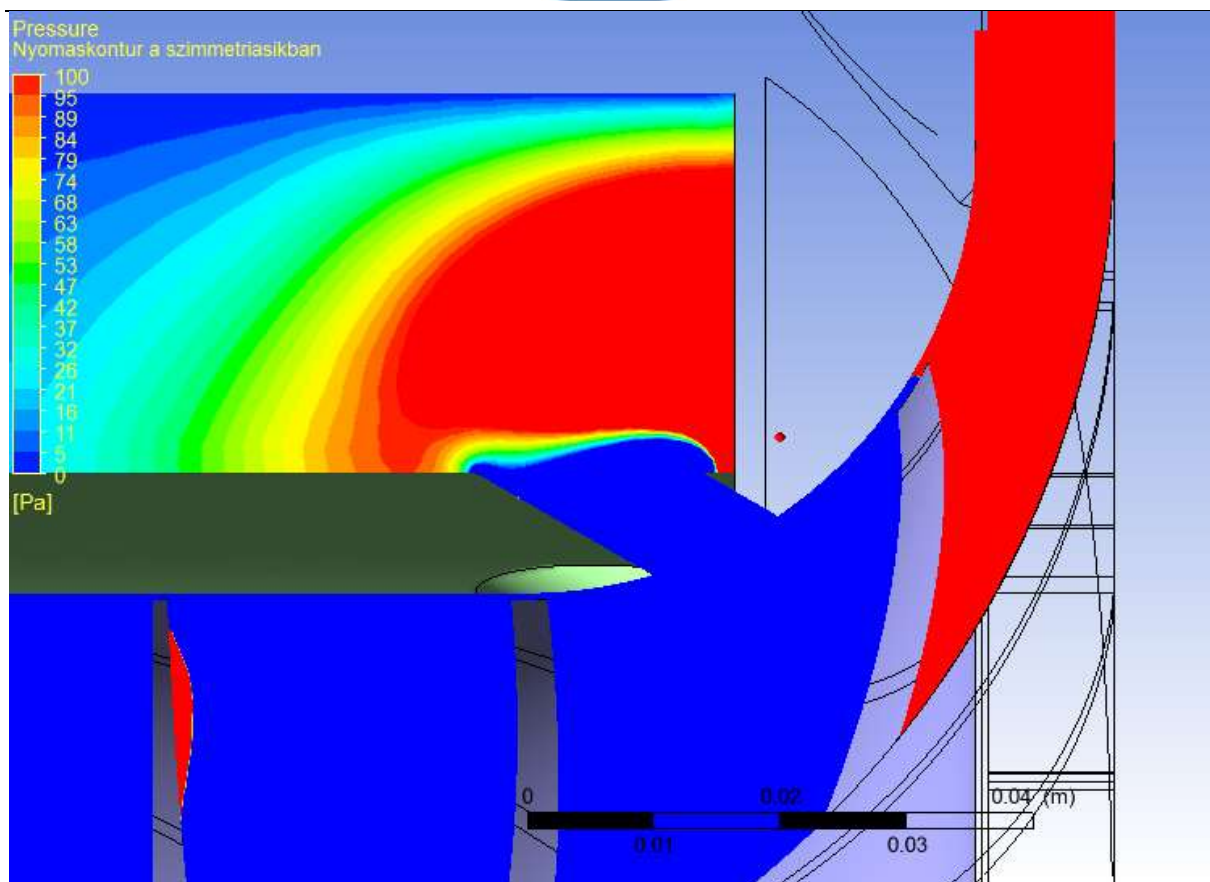
Azonban ha megvizsgáljuk közelebbről a sebességvektorok alakulását a pompázsgátló furatok környezetében, akkor azt tapasztaljuk, hogy éppen ellentétes eredmény adódott, mint az egyszerű vizsgálat során, illetve a mérések alkalmával, vagyis beáramlás történik a furatokon keresztül az atmoszférából a járólapátok közötti térbe. Ezt szemlélteti egy hosszmetzeti képen a 17. ábra.



17. ábra Áramlási viszonyok a pompázsgátló furatokon keresztül (hibás szimuláció)

Mindenképpen meg kell tehát vizsgálni, hogy mi okozza ezt az anomáliát. Ha az előzővel megegyező felületen a nyomáseloszlást megjelenítjük, azonnal kiderül, hogy valamiért a pompázsgátló furatok keresztmetszetében a szimuláció szerint atmoszférikus alatti statikus nyomás uralkodik, vagyis a beáramlás ezt figyelembe véve indokolt. Viszont a mérések során beigazolódott, amely elméletileg is könnyen levezethető, nevezetesen, hogy a csökkenő tömegáramok esetén az irányeltérítés növekedése okán a pompázsgátló furatok keresztmetszetében a statikus nyomás atmoszférikus feletti értékeket ér el, és így, ha ott furatokat létesítünk, ilyen körülmények között kiáramlás jön létre. A nyomásokat a 18. ábra mutatja, ahol sötétkékkel került megjelenítésre minden olyan hely, ahol a statikus nyomás a referencia atmoszférikus értéknél kisebb, vagyis a teljes lapátcsatornában egészen a pompázsgátló furatokig relatív vákuum uralkodik. Ez csak a lapátgeometria helytelen modellezésének tudható be, hiszen ha nem ad megfelelő irányeltérítést a modellezett geometria, akkor értelemszerűen nem lesz valóságos a lapátcsatornában lejátszódó áramlás.

A lapátprofil modellezése azonban igen összetett feladat volt, melynek sikertelenségét számos tényező befolyásolhatta. A bonyolult geometria leképezése kézi mérési módszerekkel rendkívül nehéz, azonban a rendelkezésre álló szűkös keretek mindenképpen igényelték egy gyors modell megalkotását. Sajnos ez a kompresszor már olyan komplikált áramlási térrel rendelkezik, melyet ilyen egyszerű módszerekkel úgy tűnik, nem lehet megfelelően modellezni. Bár a kompresszor karakterisztika szintjén egybevágtak a mért és számított adatok, a lapátprofil eltérése miatt a lapátcsatornában lejátszódó áramlás részletei már nem egyeztek a valósággal.



18. ábra A statikus nyomás eloszlása a hosszszelvényben a pompázsgátló furatok környezetében

AZ ELÉRT EREDMÉNYEK

Az egyszerűsített vizsgálat során sikerült olyan eredményeket elérni, amelyekkel feltárható volt a kedvezőtlen elhelyezkedésű pompázsgátló furatokon keresztül létrejövő áramlás viselkedése, az egydimenziós egyszerű matematikai modell és a mérések között fennálló különbség mibenléte. Az eredmények egyértelműen rávilágítottak arra, ami műszaki szempontból természetesen várható volt, hogy a nagy irányeltérítést a közeg nem képes lekövetni, ezért olyan leválások jönnek létre, melyek az furat keresztmetszetét jelentősen lecsökkentik. Az így kialakuló tömegáram pedig természetesen már nem elegendő a pompázs megszüntetésére, mint ahogyan az eredendően várható lenne, csupán a pompázshatár eltolódása volt valamelyest kedvező hatással a rendszer stabilitására.

A rendszer teljes szimulációja szintén nagy várakozásokkal elkezdett munka volt, mely azonban jelenlegi állása szerint érdemi eredményt nem tudott még szolgáltatni, a fent megállapított okok miatt. Ennek köszönhetően a közeljövő egyik legfontosabb tennivalója a kompresszor járókerék háromdimenziós szkennelési eljárással történő digitalizálása lesz, vagyis olyan modell létrehozása, mely minden tekintetben megfelel az elvárásoknak, és minden keresztmetszetében olyan áramlási viszonyok kialakulása szimulálható CFD-vel, mint ami a valóságban is létrejön.

FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] BENEDA Károly Tamás: Centrifugálkompresszor fali megcsapolásán alapuló aktív pompázs-szabályzásának matematikai modellje. Repüléstudományi Konferencia 2010, Szolnok – . HU ISSN 1778-770x.
- [2] BENEDA Károly Tamás: Experimental Investigation of Centrifugal Compressor Surge Protection Using Variable Inducer Shroud Bleed. MOSATT International Scientific Conference, Kosice, Slovakia, 20-22. September 2011. pp. ISBN
- [3] BENEDA Károly Tamás: Mathematical Model of Variable Inducer Shroud Bleed in Centrifugal Compressors for Active Surge Suppression. 12th MINI Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies. Budapest, 2010.
- [4] PALLAG Nándor: Centrifugál kompresszor modellezésének lehetősége numerikus-áramlástani szoftverrel. TDK dolgozat. BME Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar Tudományos Diákköri Konferencia, Budapest, 2011. november
- [5] Dr. VERESS Árpád: Bevezetés a áramlástan numerikus módszereibe. BME Repülőgépek és Hajók Tanszék, 2002.
- [6] JAPIKSE, David: Centrifugal Compressor Design and Performance. Concepts ETI, Wilder (Vermont), USA, 1996.