



Axiális átömlésű ventilátor lapátnyilazás és reverzálhatóság

Doktori (PhD) értekezés

Fenyvesi Dániel

Gödöllő
2014

A doktori iskola megnevezése: Műszaki Tudományi Doktori Iskola

tudományága: Agrárműszaki tudományok

vezetője: Prof. Dr. Farkas István
egyetemi tanár, DSc
SZIE, Gépészmérnöki Kar
Környezetipari Rendszerek Intézet

témavezető: Prof. Dr. Szlivka Ferenc
egyetemi tanár, CSc
OE, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar,
Mechatronikai és Autótechnikai Intézet

.....
az iskolavezető jóváhagyása

.....
a témavezető jóváhagyása

TARTALOMJEGYZÉK

JELÖLÉSJEGYZÉK	3
1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK	7
1.1. A választott témakör jelentősége, célkitűzéseim	7
1.2. Célkitűzések	8
2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS	9
2.1. Sugár mentén változó lapát cirkuláció- és a lapátferdítés módszere	9
2.2. Lapátrés áramlás	13
2.3. Áramlási tér gátlás	20
2.4. Diffúzió szám és a profil veszteség	23
2.5. Lapáttó leválás	29
2.6. Kétirányú légszállítás, reverzálható járókerék	39
2.7. Szakirodalmi áttekintés összefoglalása	42
3. ANYAG ÉS MÓDSZER	45
3.1. Sebességi háromszögek számítása	45
3.1.1. <i>Radiális egyensúlyi egyenlet</i>	45
3.1.2. <i>Állandó cirkuláció módszere</i>	47
3.1.3. <i>Változó lapát cirkuláció módszere</i>	48
3.2. Járókerék számítása állandó húr hossz módszerével, előtervezés	50
3.3. Nyilazott lapátozás szerkesztése a tervezési diffúzió szám lokális előírásával	54
3.4. Reverzálható járókerék tervezése	56
3.5. Jelleggörbe mérésére kialakított berendezés	59
3.6. Lapátrács áramlás számítása numerikus módszerrel	63
3.6.1. <i>Numerikus modell validálása</i>	64
4. EREDMÉNYEK	67
4.1. Állandó húrra és konstans diffúzió számra tervezett járókerék lapátrés vizsgálata	67
4.1.1. <i>Lapátrés átfolyási tényező számítása</i>	67
4.1.2. <i>A járókerék hidraulikai hatásfoka</i>	68
4.1.3. <i>Radiális sebesség eloszlás vizsgálata</i>	69
4.1.4. <i>A 3D áramlás jellemzése átlagolt paraméterekkel</i>	70
4.1.5. <i>Sebességtér gátlás vizsgálata</i>	72
4.1.6. <i>Statikus nyomás eloszlása a lapátvégen</i>	73
4.2. A tervezési lokális diffúzió szám előírásán alapuló nyilazott lapátozású járókerék numerikus vizsgálata	74
4.2.1. <i>Nyomáseloszlás a lapátprofil mentén, torlónyomás veszteség</i>	74
4.2.2. <i>Nyomáseloszlás a lapátrés környezetében</i>	76
4.2.3. <i>Áramvonalak vizsgálata a felület mentén</i>	77
4.2.4. <i>Radiális sebesség eloszlás a lapátozás mögött</i>	78
4.2.5. <i>Sebességtér gátlás, radiális kiáramlás és az össznyomás növekedés kapcsolata</i>	79
4.2.6. <i>Szimulációból kapott össznyomás növekedés és a tervezési veszteség tényező kapcsolata</i>	82
4.3. Reverzálható járókerék vizsgálata	85
4.4. Új tudományos eredmények	86
5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK	89
6. ÖSSZEFOGLALÁS	91
7. SUMMARY	93

8. MELLÉKLETEK	95
M1: Irodalomjegyzék	95
M2: Az értekezés témaköréhez kapcsolódó publikációk	105
M3: Végtelenített lineáris lapátrács numerikus szimulációja, ellenőrző felület a lapátrésben	109
M4: Módszer a sebességtér gátlás vizsgálatára	111
M5: A felhajtóerő tényező és az ellenállás tényező kapcsolata az össznyomás növekedéssel és a profilvesztéssel	113
KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS	

JELÖLÉSJEGYZÉK

$(\alpha\varepsilon)$	átfolyási szám és az expanziós tényező szorzata	[-]
α_0	belépő relatív sebesség axiális iránnyal bezárt szöge	[fok]
α_3	kilépő relatív sebesség axiális iránnyal bezárt szöge	[fok]
α_∞, α_m	megfújási sebesség axiális iránnyal bezárt szöge	[fok]
Γ	cirkuláció	[m ² /s]
γ	lapátmetszet beállítási szög az axiális iránytól mérve	[fok]
δ	határréteg vastagság	[m]
δ^*	határréteg kiszorítási vastagság felülete a vizsgálati síkon	[m ²]
δ_x^*	axiális határréteg kiszorítási vastagság	[m]
ε	közegeltérülés	[fok]
η_h	hidraulikai hatásfok	[-]
η_{hT}	tervezési hidraulikai hatásfok	[-]
Θ	lapátprofil vázvonala középponti szöge	[fok]
$\Delta\alpha$	megfújási sebesség (lapáthúrral bezárt) szöge	[fok]
$\Delta\beta$	határréteg közeg eltérése az agy határoló falnál	[fok]
ΔP_{st}	statikus nyomás különbség a járókerék után és előtt	[Pa]
ΔP_t	össznyomás különbség járókerék után és előtt az abszolút rendszerben	[Pa]
Δp_0	relatív rendszerben értelmezett össznyomás különbség	[Pa]
Δp_{cir}	kerületi irányban értelmezett nyomás változás	[Pa]
Δp_{stream}	áramlás irányában értelmezett nyomás változás	[Pa]
ΔP_m	nyomásesés a beszívó tölcésén	[Pa]
ΔX	nyilazott (SW) lapát húreltérése a referencia (STR) lapáthúrtól	[m]
λ	nyilazási szög	[fok]
ν	agyviszony	[-]
ν	kinematikai viszkozitás	[m ² /s]
Π	áramlási nyom kiszorítási vastagsága („wake momentum thickness ratio”)	[-]
ρ	sűrűség	[kg/m ³]
σ	rácsosztás	[-]
τ	lapátrés méret	[m]
φ	mennyiségi szám	[-]
φ_r	radiális sebesség tényező	[-]
φ_t	tervezési mennyiségi szám	[-]
φ_3	lokális axiális mennyiségi szám	[-]
ψ	nyomásszám	[-]
ψ_{meas}	mérésből számolt mennyiségi szám	[-]
ψ_t	tervezési mennyiségi szám	[-]
ω	relatív rendszerben értelmezett torlónyomás/profil veszteség tényező	[-]
ω	szögsebesség	[1/s]
$\omega_{3D,max}$	torlónyomás veszteség csúcserőértéke 3D áramlás esetén	[-]
$\omega_{csúcs}$	örvényesség maximális értéke	[1/s]
ω_s	lapátot elhagyó örvényesség	[1/s]
A, A_{gy}	átfolyási keresztmetszet	[m ²]

A_{ny}	járókerék után a csőfelület	[m ²]
A_{sz}	járókerék előtt a csőfelület	[m ²]
AFB	axiális sebességtér gátlás tényezője	[-]
AR	lapátmagasság-húr arány	[-]
AVR	be- és a kilépő axiális sebesség komponensek hányadosa	[-]
B	Gátolt tartomány	[-]
C_L	felhajtóerő tényező	[-]
C_D	ellenállás tényező	[-]
C_n	átfolyási szám	[-]
C_p	statikus nyomástényező	[-]
c	lapáthúr hossz	[m]
c_a	lapáthúr hossz a lapátvégen	[m]
c_i	lapáthúr hossz az agynál	[m]
c_k	lapáthúr hossz a lapátközépen	[m]
c_x	lapáthúr vetülete axiális irányban	[m/s]
D	ellenállás erő	[N]
D_{cr}	kritikus diffúzió paraméter	[-]
$D_{cső}$	csőátmérő	[m]
D_m	módosított diffúzió szám	[-]
$D_{m,cr}$	módosított diffúzió szám kritikus értéke	[-]
DF	diffúzió szám	[-]
DF_a	lapátvégen értelmezett diffúzió szám	[-]
DF_{cr}	diffúzió szám kritikus értéke	[-]
DF_i	lapáttónél értelmezett diffúzió szám	[-]
DF_k	középmetszeten értelmezett diffúzió szám	[-]
DF_{loc}	lokális diffúzió szám	[-]
DH	a ki- és a belépő relatív sebességek hányadosa (DE Haller szám)	[-]
f_{ax}	axiális gátlás egységugrás függvénye	[-]
h	lapátmagasság	[m]
dh_t	tömegegység össz entalpia változása	[J/kg]
i	belépő relatív sebesség lapát belépőél érintőjével bezárt szöge	[fok]
i_{cr}	belépő relatív sebesség lapát belépőél érintőjével bezárt kritikus szöge	[fok]
J	joságtényező	[-]
k	perdület konstans	[-]
k^*	felhajtóerő tényező korrekciós értéke	[-]
L	felhajtó erő	[N]
Ma	Mach-szám	[-]
n	normális irány vagy perdület kitevő	[-]
n_f	járókerék fordulatszám	[1/s]
N	lapátszám	[-]
P_{ny}	járókerék után a csőfalnál mért statikus nyomás	[Pa]
P_{sz}	járókerék előtt a csőfalnál mért statikus nyomás	[Pa]
P_{i0}	össznyomás a lapát belépőél előtt	[Pa]
P_{i3}	össznyomás a lapát kilépőél mögött	[Pa]
p	nyomás	[Pa]
p_t	relatív rendszerben értelmezett torlónyomás	[Pa]
$p_{ps,2D}$	tervezési lokális statikus nyomás a lapát nyomott oldalán (súrlódásos síkáramlás)	[Pa]

$p_{ss,2D}$	tervezési lokális statikus nyomás a lapát szívtott oldalán (súrlódásos síkáramlás)	[Pa]
p_0	statikus nyomás a lapát belépőél előtt	[Pa]
p_3	statikus nyomás a lapát kilépőél mögött	[Pa]
p_{00}	relatív rendszerben értelmezett össznyomás a belépőél előtt	[Pa]
p_{03}	relatív rendszerben értelmezett össznyomás a kilépőél után	[Pa]
PW	lapátcsatorna kilépési sík szélessége a lapát kilépőél normális irányában mérve	[m]
Q	térfogatáram	[m ³ /s]
R	sugár	[m]
R*	dimenziótlan sugár	[-]
r	forgástengelytől mért sugár	[m]
r_{fill}	lapáttő-agy lekerekítési sugár	[m]
r_i	agysugár	[m]
r_k	lapátközép sugár	[m]
r_a	lapátvég sugár	[m]
Re	Reynolds-szám	[-]
Re _k	átlagos érdesség	[-]
S	torlónyomás veszteség tartomány kiterjedés 3D áramlás esetén	[h°%]
s	lapátosztás	[m]
spn	dimenziótlan futó koordináta a lapátmagasság mentén	[-]
t_{max}	maximális profilvastagság	[m]
u	kerületi sebesség	[m/s]
u_a	lapátvég kerületi sebesség	[m/s]
v_{ny}	járókerék után a (nyomó-) csőben mért átlagsebesség	[m/s]
v_{sz}	járókerék előtt a (szívó-) csőben mért átlagsebesség	[m/s]
v_0	belépő abszolút sebesség	[m/s]
v_3	kilépő abszolút sebesség	[m/s]
v_{3m}	kilépő abszolút sebesség axiális irányú vetülete	[m/s]
v_{3ma}	kilépő abszolút sebesség axiális irányú vetülete a lapátvégen	[m/s]
v_{0u}	abszolút tangenciális sebesség a lapát belépőéle előtt	[m/s]
v_{3u}	abszolút tangenciális sebesség a lapát kilépőél mögött	[m/s]
v_m	abszolút sebesség axiális vetülete	[m/s]
w	lokális relatív sebesség	[m/s]
w_m, w_{ax}	relatív sebesség axiális irányú vetülete	[m/s]
w_r	radiális sebesség	[m/s]
w_s	szekunder sebesség vektor	[m/s]
w_{sb2b}	szekunder sebesség a tervezési (2D) síkon	[m/s]
\bar{w}_N	résen átlépő átlagsebesség	[m/s]
$w_{N,2D}$	tervezési (ideális) lokális résen átlépő sebesség	[m/s]
$\bar{w}_{N,2D}$	tervezési (ideális) résen átlépő átlagsebesség	[m/s]
w_0	belépő relatív sebesség	[m/s]
w_3	kilépő relatív sebesség	[m/s]
$w_{3ax,id}$	tervezési kilépő relatív sebesség axiális komponense	[m/s]

w_{3b2b}	kilépő relatív sebesség tervezési síkban értelmezett komponense	[m/s]
w_{sb2b}	kilépő relatív sebesség merőleges vetülete a tervezési síkban	[m/s]
w_{∞}	megfújási sebesség	[m/s]
$w_{loc.free}$	lokális sebesség a súrlódásos folyadéktartományon kívül	[m/s]
$w_{max.free}$	maximális relatív sebesség a szívott lapátoldalon	[m/s]
x	futó koordináta	[m]
x'	dimenziótlán futó koordináta	[-]
Y_{ax}	axiális sebességtér mozgási energia hiány tényezője	[-]
Y_r	átlagolt radiális sebesség tényező	[-]
Y_{sb2b}	átlagolt szekunder sebesség tényező	[-]
$[\bullet]_a$	lapáttó metszeten értelmezett mennyiség	
$(\bullet)_{CFD}$	3D súrlódásos CFD	
$(\bullet)_{STR}$	radiális felfűzési vonalú lapát	
$(\bullet)_{SW}$	nyilazott lapát (pozitív nyilazás a lapáttőnél és a lapátvégen)	
AFB	axiális sebesség gátlás	
CVD	változó cirkuláció módszere	
FV	állandó cirkuláció módszere	
PS	lapát nyomott oldala	
SS	lapát szívott oldala	
STR	egyenes (felfűzési vonalú) lapát	
SW	nyilazott lapát (pozitív nyilazás a lapáttőnél és a lapátvégen)	
TLF	lapátrés áramlás	
TLV	lapátrés örvény	
VC	Vena Contracta	

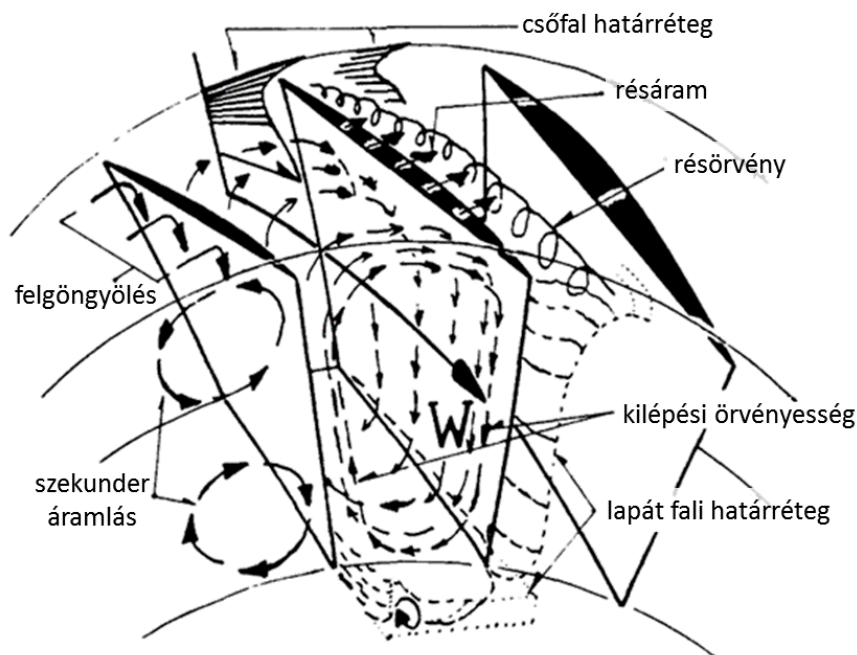
1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK

Ebben a fejezetben a témakör időszerűségére mutatok rá és a dolgozat célkitűzéseit fogalmazom meg.

1.1. A választott témakör jelentősége

A ventilátorok mezőgazdasági (Szendrő, 2003) és ipari (Cory, 2005) alkalmazása igen sokrétű: állattartó telepek, üveg- és fóliaházak szellőztetésének, hűtőházak és szárítóberendezéseknek, porleválasztók valamint erőművek különböző technológiai folyamatainak (aláfűvő-, füstgáz elszívó- és nagy teljesítményű hűtőtorony ventilátorok) is elengedhetetlen gépészeti berendezése. Egy-egy mezőgazdasági és ipari egység versenyképességét is befolyásolja, a megfelelően korszerű szellőztetési rendszer. A ventilátorok fejlesztése így hozzájárul a gazdaságos, versenyképes működéshez. A járókerék lapátozás tervezés továbbfejlesztésénél, a lapátcsatornában lezajló áramlástani folyamatok jobb megértéséhez, szükséges a térbeli, 3D áramlási folyamatok körültekintő ismerete. A 3D áramlás jobb megismeréséhez és a numerikus modellezés megalapozásához, elengedhetetlen a korszerű mérés technika hozzájárulása is, (Vad, Bencze, 1998), (Szlivka, Molnár, 2008), (Bencs et al., 2012). A járókerék alapvető tervezési jellemzői közé tartozik a lapát-felfűzési vonal alakja és a lapátcirkuláció sugár menti eloszlása, amelyek kihatnak a 3D lapátcsatorna-áramlásra (Vad, 2013). A tervezési jellemzők összetett, 3D áramlástani tulajdonságainak numerikus modellezéséhez, megbízható CFD (computational fluid dynamics) szoftver környezet szükséges (Cumpsty, 2010).

A 3D áramlás (1.1. ábra) részletes vizsgálatához, lokalizálni kell a főbb lapátcsatorna áramlási jelenségeket, úgy mint a lapáttő leválás-, lapátvég részáramlás-, szekunder örvényességek és a fali határréteg mozgás jelenségei. Ezek együttes kölcsönhatása, a tervezési közegmennyiségénél, befolyásolja a perdület eloszlást, azaz a járókerék hidraulikai hatásfokát. Célul tűztem ki, olyan számítási modellt megalkotását és vizsgálatát, amely a felsorolt veszteség jellemzőket figyelembe veszi, hatásukat már az előtervezésnél becsüli. Az így szerkesztett lapátgeometria előtervezési paraméterei, az áramlástani jellemzők szisztematikus vizsgálatának a következménye. Az új számítási modell ennek megfelelően, korszerű CFD technikát és a jószág eldöntésére, iteratív megközelítést feltételez.



1.1. ábra: 3D áramlási jelenségek a lapátozás környezetében (Moyle, 1991)

Fentiekkel összhangban, célkitűzésem továbbá, egyszerű geometriájú síklemez lapátos ventilátor tervezési paramétereinek és szabályozhatóságának a vizsgálata. Síklemez lapát alkalmazásával a reverzálhatóság is lehetővé válik. Ilyen egyszerű ventilátor konstrukció alkalmas lehet, mezőgazdasági szellőztetési feladatok ellátására, pl. a terménytárolás és szárítás esetén ahol a kétirányú légszállítás szükséges lehet.

1.2. Célkitűzések

A fenti célkitűzéseim pontokba szedve az alábbiak:

1. Változó cirkulációra tervezett – egyenes lapátos (straight: **STR**) – járókerék globális vizsgálata eltérő résméretetek esetén. A célkitűzés a következő vizsgálatokat foglalja magába:
 - Globális hidraulikai hatásfok vizsgálata.
 - A tervezéstől eltérő áramkép vizsgálata.
 - Lapátrés veszteség vizsgálata.
 - Sebességtér gátlás vizsgálata.
 - Lapáttető nyomáseloszlás vizsgálata.
2. Változó cirkuláció módszerén alapuló számítási modell kidolgozása, amely nyilazott lapátalakat (**sweep: SW**) eredményez és az előtervezésnél figyelembe veszi a 3D lapátcsatorna áramlás jelenségeket. Az új számítási modellel kapott járókerék összehasonlító vizsgálata, a „hagyományos” kiindulási egyenes (STR) felfűzési vonalú járókerékkel. Az új számítási modell célja, adott közegmennyiség esetén, a hidraulikai teljesítmény fokozása.
3. Síklemez lapátos reverzálható ventilátor tervezése és jelleggörbe vizsgálata. A járókerék geometria egyszerű kialakítású, ami alatt a következőket értem:
 - A lapát élen nem alkalmazok lekerekítést.
 - Az agy terelőkúp nélküli kialakítású.
 - A lapátvég lekerekítése a csőfal rádiusz szerint.

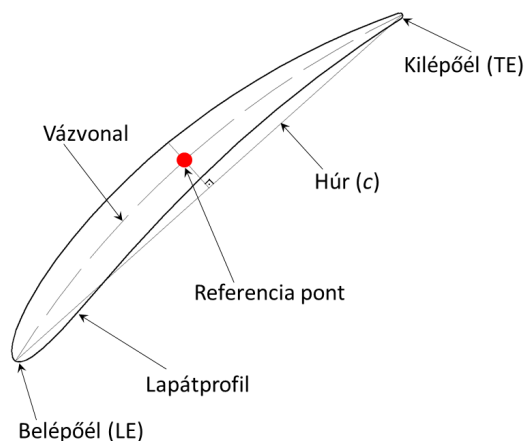
2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

A célkitűzéseimmel összhangban, a fejezetben áttekintem a releváns szakirodalmat. Ismertetem a főbb számítási módszereket kiegészítve a lapátnyilazás szerkesztéssel és a diffúzió szám fogalmával. Bemutatom a jelentős 3D áramlást eredményező lapáttó leválás és lapátrés áramlás jelenségeket, továbbá kitérek a reverzálható lapátózású járókerekek ismertetésére is.

2.1. Sugár mentén változó lapát cirkuláció- és a lapátferdítés módszere

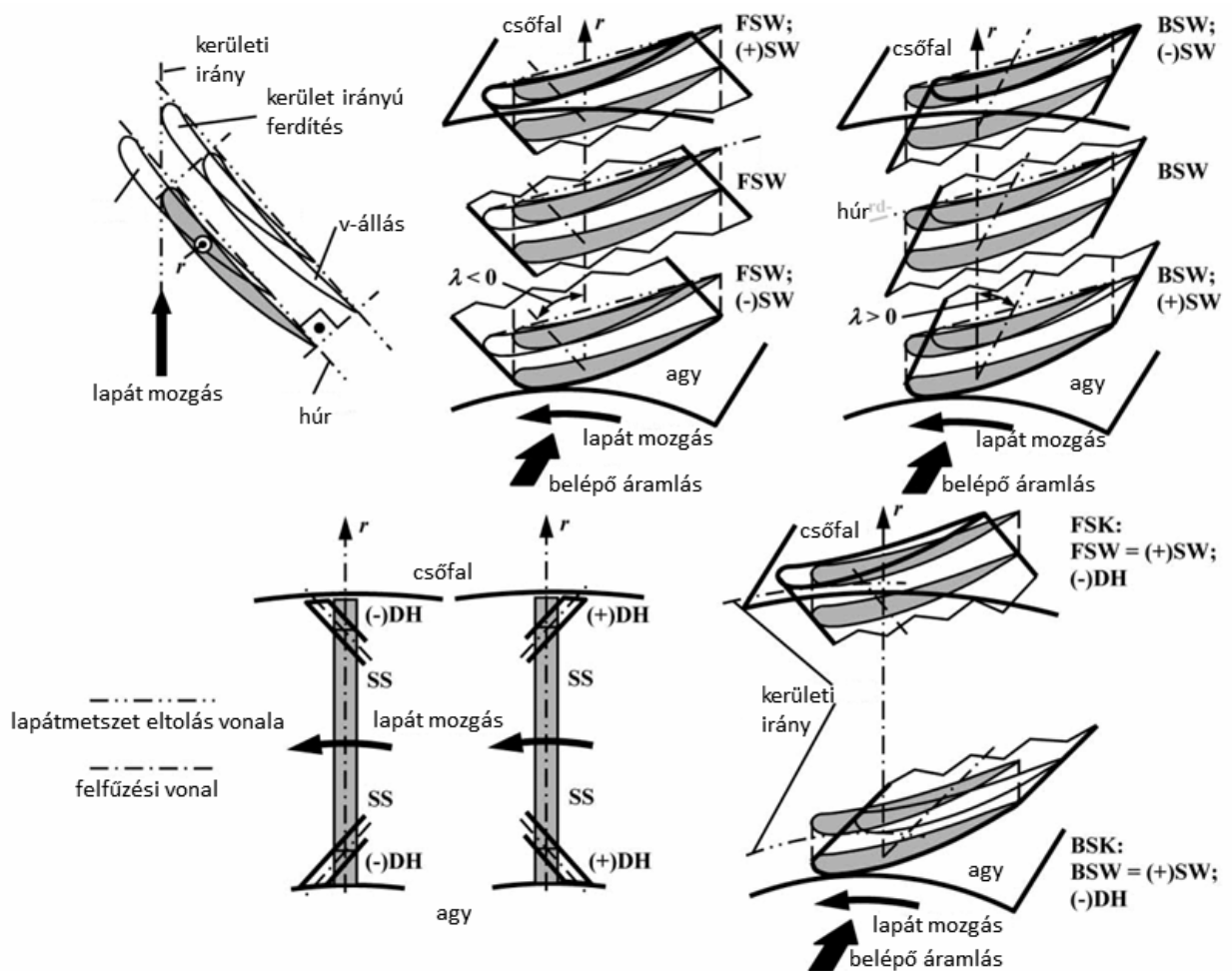
Kezdetben a sebességi háromszögek felvétele az állandó cirkuláció módszerével történt (**free-vortex design: FV**), (Keller, 1937). Az FV tervezés egyszerű, biztonságos és előírt térfogatáramot kielégítő lapátózást tesz lehetővé. Így a tervezési munkapontban a 3D jelenségek mérsékeltek, ugyanakkor a jelleggörbén ettől távolodva már jelentős leválások jönnek létre a lapátózásban (Eck, 2003). A felsorolt kedvező tulajdonságok, a szakirodalom által ajánlott korlátozó feltételek (Grieb, 2009) betartása mellett teljesülnek. Ezek jelentősen akadályozzák a szerkesztőt a tervezési paraméterek szabad megválasztásában. A lapátózás szerkesztés másik igen elterjedt módszere a sugár mentén "változó cirkulációra" történő tervezés (**controlled vortex design: CVD** (Gallimore et al., 2002)). A CVD tervezés alkalmazásának előnyei (Somlyódi, 1971): Az agy tehermentesíthető, ugyanakkor a nagyobb sugarakon elhelyezkedő lapátmetszetek össznyomás növelése fokozható. Ezáltal a tervezési paraméterek szabadabban választhatóak szemben az FV tervezéssel, továbbá lehetségessé válik az állandó húrra vagy kívánt kilépő sebesség profilra történő tervezés is. A CVD sajátossága, hogy a rácsból kilépő axiális sebesség profil sugár mentén változik, így a folytonosság a lapátszatórnában, csak változó keresztmetszetű áramcsövek sokaságával modellezhető. Ennek káros következménye, hogy a kilépőélen ún. "trailing shed vortex" alakul ki (Came, Marsh, 1974), amely az szívott oldal közelében kifele- a nyomott oldal közelében befelé történő 3D áramlást eredményez (Vad, Bencze, 1998). A sugár mentén változó lapátcirkuláció nem kívánatos következménye a szívott oldali határreteg közeg radiális kiáramlása, amely a lapátvégen pangó zónát eredményez (Vad, 2010). Ez különösen káros, tekintve, hogy a CVD járókerék külső sugarán, a lapátmetszetek általában jobban terheltek. Analitikus modellt dolgozott ki a járókerék-lapát szívott oldali határretegében fellépő radiális kiáramlást befolyásoló hatások tanulmányozására (Vad, 2006). Többfokozatú gépek esetén, új iteratív tervezési módszer, a "sugár mentén nyomás vezérelt cirkuláció eloszlás" (**pressure controlled vortex design: PCVD**), (Deng et al., 2013). A PCVD segítségével, a nyomáseloszlást a sugár mentén változtatva, befolyásoljuk a rotor és a sztátor közötti távolságon az axiál sebesség változását és közvetve így a perdület alakulását is.

A CVD járókeréknél tapasztalt, káros, a tervezésitől eltérő 3D áramlás, a tervezési radiális – egyenes - felfűzési vonal (**straight: STR**) célszerű módosításával (**non radial stacking: NRS**) befolyásolható (Vad, 2008). Felfűzési vonalnak nevezem a lapátprofil vázvonalak ívhozsz felezőpontjait (referencia pont, 2.1. ábra) összekötő térbeli görbét (3.2. ábra).



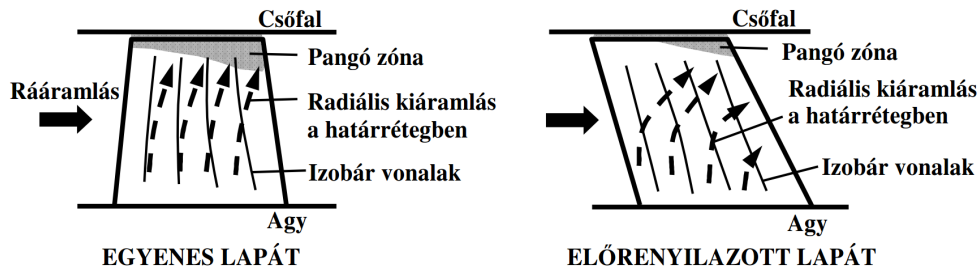
2.1. ábra: Referencia pont a lapáthúr ívhossz felénél (Fenyvesi, 2012)

A sugár menti perdület (lapátcirkuláció) eloszláson kívül, fontos tervezési paraméter a lapát felfűzési vonal alakja (Horlock, Denton 2005), ezek együttesen kihatnak a lapátcsatorna 3D áramlásra. E két fontos tervezési paraméternek, szakirodalomtól eltérően, az együttes hatását tárgyalja (Vad, 2013). Az NRS technikákat a 2.2. ábra foglalja össze. Gyakorlatban igen elterjedt NRS módszer a lapátmetszet hűirányú eltolása, a lapátnyilazás (**sweep**: **SW**). Ennek definíciói (Vad, 2008): a lapátot előre/hátra nyilazottnak (**forward/backward-SW**: **FSW/BSW**) nevezzük, ha az eltolás áramlás irányában előrébb/hátrébb helyezkedik el, mint az alacsonyabb sugáron elhelyezkedő lapátmetszet. Nyilazás pozitív/negatív ((+)SW/(-)SW), ha a gyűrűfal közelében a lapátmetszet az áramlás irányában előrébb/hátrébb helyezkedik el, mint a szomszédos, a faltól távolabbi lapátmetszet. A v-állást (**dihedral**: **DH**) pozitívnak/negatívnak nevezzük ((+)DH/(-)DH), ha a szívott oldali lapát felület a fallal tompa/hegyes szöget zár be. A lapátvég kerület irányú előferdítése (**circumferentially forward skew**: **FSK**) a (+)SW és (-)DH speciális kombinációja. A következő bekezdésekben, a vonatkozó szakirodalom alapján összegzem a nyilazás (FSW és FSK) tulajdonságait, összehasonlítva a változó cirkulációra tervezett egyenes felfűzési vonalú lapáttal.



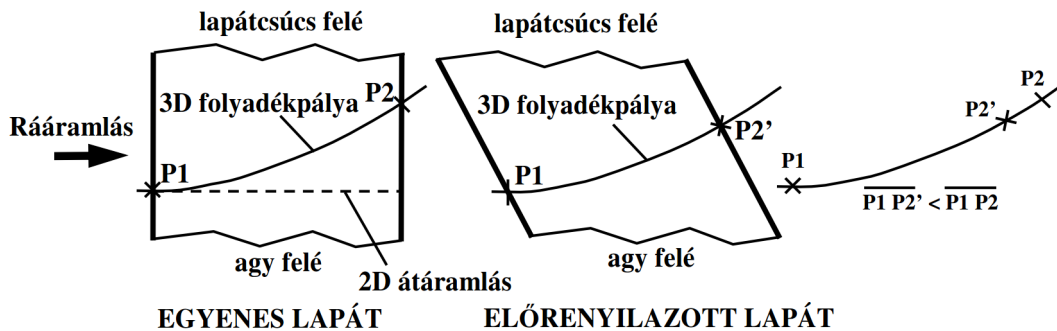
2.2. ábra: Lapátferdítési módszerek (Vad, 2008)

Lapátnyilazás alkalmazásával a leválásmentes tartomány kiterjeszthető (Beiler, Carolus, 1999), (Corsini, Rispoli, 2004), járókerék zaj mérsékelhető (Wright, Simmons, 1991), (Bamberger, Carolus, 2012). Szívott oldali határréteg közeg radiális kiáramlása mérsékelhető (2.3. ábra), mert a lapátmetszetek eltolásával a szívott oldali izobár vonalak görbülnek, emiatt sugárirányban - az áramlást gátló - járulékos nyomásgradiens lép fel (Vad, 2011).



2.3. ábra: Egyenes és előre nyilazott lapát szívott oldal áramlási sajátossága (Vad, 2011)

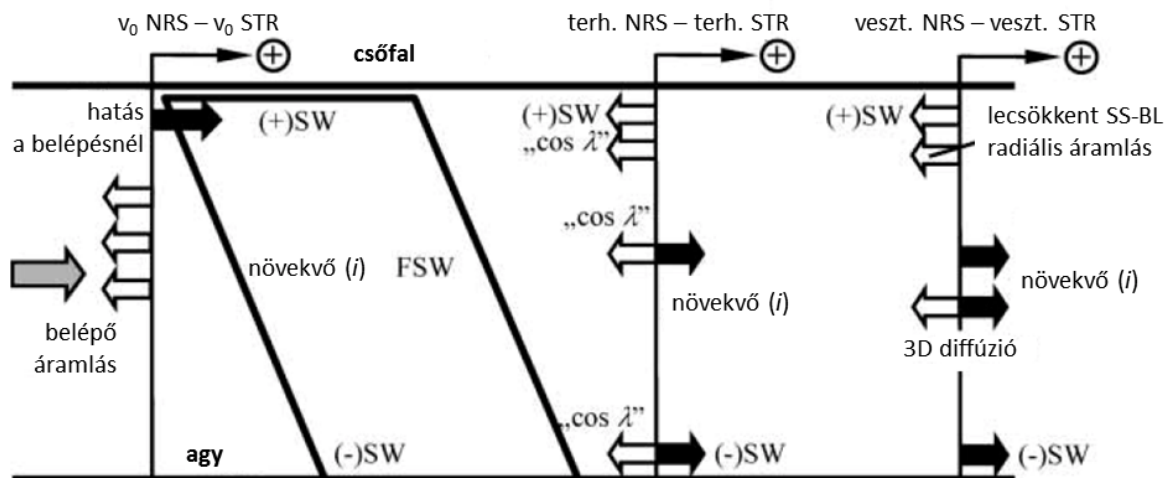
Így a határoló falaktól távol, a szívott lapátfelületen, a kontinuum pályák ("effektív húrhosszak") rövidülnek (2.4. ábra), aminek következtében a falsúrlódás hatása mérséklődik (Vad, 2011).



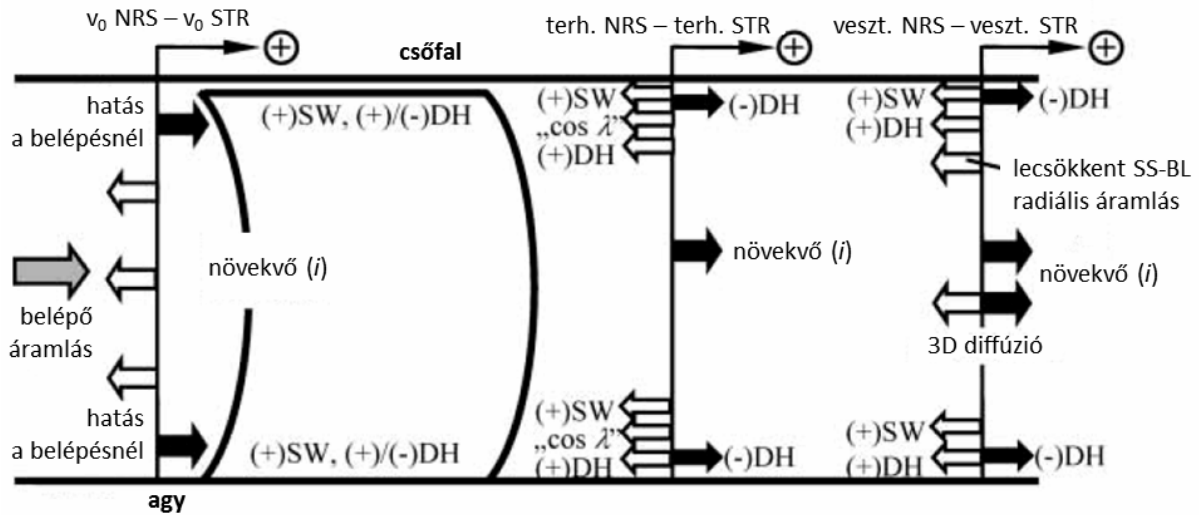
2.4. ábra: Folyadékpálya alakulás a szívott oldalon (Vad, 2011), a határoló falaktól távol

Ezzel összhangban, a lapátvég veszteség lecsökken (Friedrichs et al., 2001), (Vad, 2010), (Ramakrishna, Govardhan, 2009). A tervezési munkapontban azonban, kismértékű hidraulikai hatásfok csökkenést tapasztalt (Govardhan et al., 2007), (Vad et al., 2007), (Carolus, 2009). Sarló alakú sztátor lapát (lapáttőnél és lapátvégen is: (+)SW) alkalmazásával (Friedrichs et al., 2001) a teljes közegáramlás tartományban, így a tervezési munkapontban is hatásfok javulást ért el.

A 2.5. és 2.6. ábra a nyilazás és a v -állás hatását foglalja össze, a metszetek eltolásánál nincs változtatás a profilmetszet geometrián (3.3. ábra) és a beállítási szögön (standard nyilazás). A „terhelés” alatt a szívott és a nyomott oldal közötti nyomáskülönbséget-, a „veszteség” alatt a profilvesztéget értem (2.6). A következő bekezdésben a nyilazás fontosabb tulajdonságait ismertetem Vad (2008) szerint.

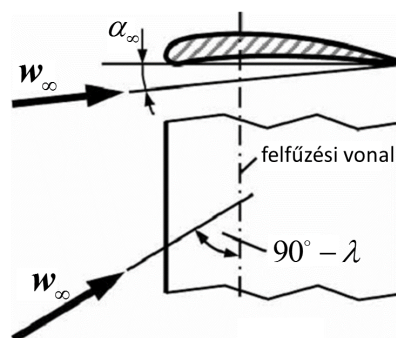


2.5. ábra: Sugár mentén előre nyilazott (FSW) lapátferdítési módszer hatása az áramlási jellemzőkre (Vad, 2008)



2.6. ábra: Sarló alakú lapátferdítési módszer hatása az áramlási jellemzőkre (Vad, 2008)

A (+)SW hatására a lokális belépő sebesség (v_0) megnő, ennek következtében a megfújási szög (i) lecsökken. A folytonosság következtében, a nyílazott metszetektől távolabb, lecsökken a belépő sebesség, itt a megfújási szög növekedésével a lapátterhelés is növekedik. A lapátterhelés növekedés profilvesztés növekedést eredményez, ezt a nyílazott lapát, szívott oldali kontinuum pálya rövidülése („3D diffúzió”) ellensúlyozza, ami vékonyabb szívott oldali határrejteget eredményez. Terhelés megítélésénél, adott rácskonfigurációnál, figyelembe kell venni a nyílazási szög (2.7. ábra) „ $\cos(\lambda)$ ” hatását is. A „ $\cos(\lambda)$ ” tendencia alapján, a nyílazott lapát felhajtóerő tényezője egyenes lapát (STR, $\lambda = 0$) felhajtóerő tényezőjének a $\cos(\lambda)$ szeresével arányos. A felhajtóerő tényező csökkenés perdület apadáshoz ($\sim v_{3u} \downarrow$) vezet, a súrlódásmentes erőtegyezőnek megfelelően. A pozitív v -állásnak ((+)DH) veszteségcsökkentő hatása van, mert általa a lapátterhelés csökken, a (-)DH hatása ezzel ellentétes. A lokális hidraulikai teljesítmény megítélésénél, figyelembe kell venni ugyanakkor, hogy a perdület apadás hatásával szemben a lokális sebesség növekedésnek ellensúlyozó szerepe van. Látható, hogy a nyílazás és a v -állás geometriai módosítások rendkívül komplex módon, több tényező egymásra hatásán keresztül befolyásolják a lapátcsatorna áramlási teret. A tervezésnél ezért fontos feladata van a korszerű CFD technika alkalmazásának.



2.7. ábra: Nyílazási szög (λ) szemléltetése (Vad, 2008)

További hatásfok javulás érhető el, ha az ismert NRS technikiákat, szisztematikus, 3D súrlódásos áramlás optimalizációt alkalmazó eljárásba építjük be (Vad, 2001) és (Vad et al., 2011), (Yang et al., 2007), (Cho et al., 2009), (Wang et al., 2011). Így a célszerű lapát geometriát, mint kimeneti paramétert kapjuk, szemben a konvencionális tervezéssel, ahol pl. a nyílazási szög bemeneti paraméter.

2.2. Lapátrés áramlás

Axiális átömlésű örvénygépek esetén – általában - a forgó járókereket ("ducted fan"), a határoló csőfaltól légrés választja el, amit lapátrésnek nevezünk. A lapátrés jelenlétének jelentős hatása van a járókerék áramlás szerkezetére és így a nyomásfokozására, hatásfokára (Lakshminarayana, 1996), jelleggörbe letörésére (Gallimore, 1999). Jothiprasad et al. (2012) a lapátrés/lapátmagasság arányt 1%-ról 4%-ra növelve 50%-os csúcsnyomás- és 3%-os munkaponti hatásfok csökkenést tapasztalt. A lapátrés áramlás (tip leakage flow: TLF) kapcsolt jelenségei, befolyásolják a lapátvég összetett 3D áramlás szerkezetét. Itt a turbulencia és a viszkozitás jelentős szerepet játszik, a jelleggörbe csúcsán, az áramlási jelenségek ("vortex breakdown") jobb megértéséhez, már időfüggő vizsgálat szükséges (Zhang et al., 2005).

A lapátrésen történő közegáramlásnak - a nyomott oldaltól a szívott felé - két fő típusát értelmezzük (Lakshminarayana, 1983), (Gallimore, 1999):

1. Egyik esetben áramló kontinuum tehetetlensége („direct flow”) domináns, kialakulását alappvetően a fali határrétegek és a résméret befolyásolja. Ez fajlagosan nagyobb résméret esetén fordul elő (Yamamoto, 1989).
2. Másik esetben ("indirect flow") a lapátherhelés meghatározó, azaz a lapátvég környezetében a szívott- és a nyomott oldal közötti nyomáskülönbség szállítja a közeget.

Yamamoto (1989) állórács vizsgálatánál megfigyelte, hogy kis résméret esetén a nyomás gradiens a domináns, ennek következtében a résen átlépő áramvonalak a profil vázvonala normálisába esnek, és csak a kilépőél felé hajolnak a főáramlás irányába. Fajlagosan nagyobb résméret esetén ugyanakkor a belépő áramlás tehetetlensége a domináns, így a résbe belépő áramvonalak alig görbülnek, főáramlás irányába mutatnak. A lapátrés áramlás kialakulását a szívott és a nyomott oldal közötti nyomás gradiens befolyásolja. Chen (1991) feltétele szerint, a határoló fal relatív mozgás által szállított határreteg közeg a lapátrésben elhanyagolható ha:

$$\left(\frac{\tau}{c}\right)\sqrt{Re} \geq 2.3 \quad (2.1)$$

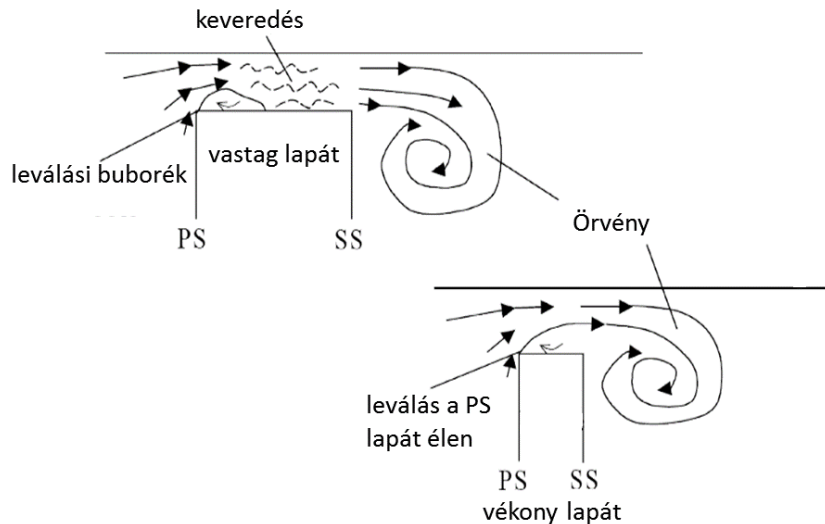
Az egyenlet 2.3 értéke esetén a nyomás gradiens által keltett sebesség tízszerese a fali nyíróréteg által indukált sebességnek. Tehát a (2.1) teljesülése esetén, a csőfal határreteg mozgás keltette réssebesség hatása elhanyagolható.

A lapátrés jelenlétének két fő hatása van a lapátrács veszteség létrejöttében (Ma et al., 2012):

1. Vena contracta (VC) és a viszkozitás hatása a lapátrésben.
2. Résen kívüli keveredési veszteség a lapátcsatornában, amit a résáram és a főáramlás kölcsönhatása eredményez.

A lapátrésben kialakuló áramlás tulajdonságai a (t/τ) aránytól függenek (Glanville, 2001), gyakorlatban alkalmazott résméret esetén két alapesetet szemléltet az 2.8. ábra. Megfigyelhető, hogy a nyomott oldali lapátéltől létrejön a leválás, ami a lapátrés átáramlási keresztmetszet szűkülését idézi elő a vena contracta (VC). Vastag – általában turbina - lapát esetén a nyomott lapátélen létrejött leválás a lapáttetőn visszafekszik, emiatt az áramlás diffúzorossá válik, ez keveredéshez és így torlónyomás veszteség (ω) növekedéshez vezet (Moore, Tilton, 1988). Ebben az esetben a viszkozitás a domináns a résben. Heyes és Hodson (1993) szerint a keveredés teljes, ha a $t/\tau \geq 6$. Alacsony (t/τ) konfiguráció esetén (kompresszorok/ventilátorok) a lapátrésben az áramlás súrlódásmentesnek tekinthető. Ekkor a résben a leválás nem fekszik vissza, így tökéletlen a keveredés (Ramakrishna, Govardhan, 2009), a résben az áramlást ekkor nyíróréteg határolja a leválási buborék fölött („free shear layer”) és a falnál (Storer, Cumpsty, 1991). Rains (1954) szerint a súrlódás a résben már nem elhanyagolható ha $t_{\max}/\tau > 5.988$, ez az érték nagyon

közel áll Heyes és Hodson (1993) megfigyeléséhez. Storer és Cumpsty (1991) a leválás visszafekvésére $t_{max} / \tau \geq 2.5$ feltételt adta. Ramakrishna és Govardhan (2009) $t_{max} / \tau = 2.15...5.3$ tartományban vizsgált STR lapátozás konfigurációkat, a lapáthúr mentén minden egyes vizsgált résmetszetben tapasztalt teljes vagy részleges keveredést. Bindon és Morphis (1992) vastag (turbina) lapát nyomott oldali él lekerekítésével, a lapátrésben a veszteséget jelentősen lecsökkentette. Az összveszteség azonban változatlan maradt, mert a lapátcsatornában a keveredési veszteség fokozódott. A lapátrésben a sűrűdés elhanyagolható, ha a résben keveredés nem jön létre (Storer, Cumpsty, 1991). A résáram sűrűdésmentesség feltételezésével félempirikus résveszteség modellt írt fel (Storer, Cumpsty, 1994). A modell hátránya, hogy a sűrű lapátozás esetén a "double leakage" hatását nem veszi figyelembe, aminek következtében a veszteséget jelentősen alábecsüli (Dickens, Day, 2011).

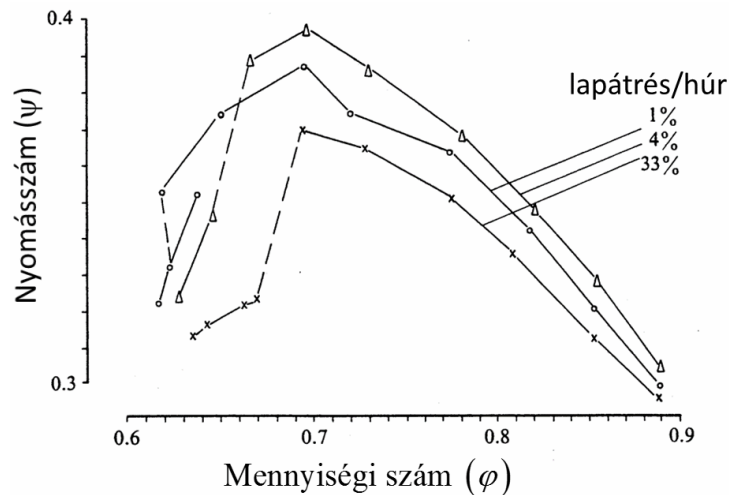


2.8. ábra: Lapátrés áramlás képe, a lapáttető és a határoló fal között (Glanville, 2001)

A lapátrés jelenlétéhez kapcsolódó veszteség és hatásfok romlás becslések jelentős különbségeket mutatnak a szakirodalomban. Storer és Cumpsty (1994) a rés okozta veszteséget a teljes veszteség 30%-ára becsülte, azonban körültekintő tervezés esetén ez 10%-ra csökkenthető. Gallimore (1999) szerint a veszteségek felét okozza, Kavurmacioglu et al. (2007) és Denton (1993) 1/3 össznyomás veszteséget tapasztalt, Kang és Hirsch (1994) összveszteség 35...80%-ára becsülte, aminek jelentős részét a résen belüli keveredés teszi ki. Storer és Cumpsty (1994) vizsgálata alapján a lapátrés változás és az össznyomás veszteség között a kapcsolat lineáris. Ugyancsak lineáris kapcsolatot tapasztalt (Kavurmacioglu et al., 2007). A turbina-állórács határoló fal relatív mozgását is modellezte, ami ellentétes irányú a ventilátorral. A lapátrésben a veszteség kisebb, ha a résből kilépő áramlás sebessége a főáramlásával egyezik, ugyanakkor nagysebességű eltérő irányú fő- és résáramlás kölcsönhatása nagy veszteséget eredményez (Storer, Cumpsty 1991). Peacock (1983) összefoglaló irodalom feldolgozása ismerteti az egyes sugármetszetben átlagolt tervezési jellemzők változását a résméret függvényében, továbbá bemutatja a korai résveszteség modelleket. Számos kutató lapátvég („passive control techniques”)- vagy csőfal- geometria módosítással („casing treatment”) kísérletezett (Corsini et al., 2010). Ma et al. (2012) a lapáttetőt hornyolta („grooved tip”) a húrral párhuzamosan. Módosítás hatására a résörvény nem alakult ki a lapátcsatornában, azonban a mérsékelt résáram, a szívott oldal mentén befelé sodródik a negatív örvényesség hatására. Ennek következtében egy, a szomszédos nyomott oldal felé keskenyebb, befelé azonban szélesebb pangó zóna jön létre. A veszteség az összes vizsgált megfújási szög (i) tartományban nőtt, mert a lapátrésben a keveredési veszteség nagyobb mértékben emelkedett és a lapátcsatornában kisebb mértékben csökkent, a kiindulási sík lapáttető állapothoz képest. Corsini et al. (2010) a lapátvég profil vastagság eloszlásának változtatásával befolyásolta a résen átlépő térfogatáramot, ezáltal a résörvény forgását és a trajektória hullámosságát. A résörvény befolyásolásának a célja, az örvény szétesés („vortex breakdown”) megakadályozása, ami hatásfok

javuláshoz vezet. Csőfal geometria módosítás célja az üzemállapot tartomány kiterjesztése, a részörvény gyengítése által (Corsini et al., 2010), egy ilyen tanulmányt ismertet (Legras et al., 2012).

A gyakorlatban alkalmazott résméret a lapátmagasság 1...2%-a (Freeman, 1985), (Cumpsty, 2004). Gallimore (1999) optimális résméretnek a húr 1%-át adta meg, mivel ez általában mechanikai okból nehezen kivitelezhető, ezért a lehető legkisebbre kell törekedni, ami még lehetséges. Goto (1992) a jelleggörbe negatív meredekségű ágát vizsgálva nem tudott optimális résméretet definiálni, kisebb résméretre nagyobb nyomásfokozás tartozott, ugyanez tapasztalható „Smith & Cumpsty” járókerék esetén is (Khalid et al., 1999). Ugyanakkor Khalid et al. (1999) optimálisnak a $\tau < 1c\%$ tartományt találta, mert ekkor a lapátrés áram a szívott oldali sarokörvényt felbontja, a gátolt tartomány pedig ezzel összhangban kisebb kiterjedésű. Ezzel szemben (Ramakrishna, Govardhan, 2009) a teljes jelleggörbét vizsgálva „optimális” résméretet tudott megállapítani nyilazott lapátozásnál, mert a nagyobb résméret esetén, kisebb térfogatáramon, nagyobb nyomáskülönbséget tapasztalt. Mivel az örvénygépek a tervezési munkapont környezetében nyújtják a hatásfok maximumot, ezért célszerű az optimális rés kérdését is ebben a pontban tisztázni, nem átlagolt, hanem a lokális áramlás finomszerkezeti jellemzők figyelembevételével. Furber (1985) nagy agyviszonyú, sűrű lapátozású járókeréken tanulmányozta a résméret hatását a jelleggörbére. Mért jelleggörbe pozitív meredekségű ágán az össznyomás különbség nem az alkalmazott legkisebb résméret (1c%), hanem a nagyobb (4c%) résméret esetén adódott (2.9. ábra). Wennerstrom (1984) nagy kerületi sebességű (457 m/s lapátvégen) kompresszor esetén (0.42, 0.68, 0.94 c%) résméreteket vizsgált. Az optimum Furber-hez hasonlóan, nem a legkisebb, hanem a nagyobb 0.68 c% esetén adódott.

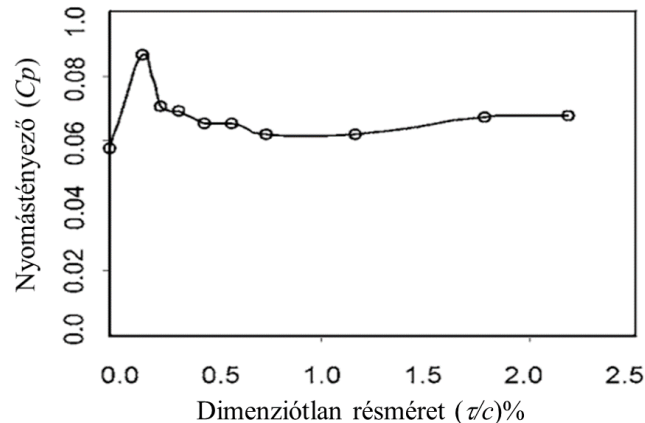


2.9. ábra: Nagy agyviszonyú és lapátsűrűségű járókerék jelleggörbéje eltérő résméretnél (Furber, 1985)

Yoon et al. (2006) a kritikus résméretet, a részörvény trajektória segítségével definiálta. A kritikusnál kisebb résméret esetén a részörvény trajektória közel lineáris a lapátcsatornában (Wu S1), nagyobb résméret esetén, a megnövekedett közegáramlás miatt, a részörvény a szomszédos nyomott oldal felé hajlik el, megnövelve a „double leakage” kialakulásának a veszélyét.

Alternatív, felület áramvonal topológia leírásán alapuló 3D leválás értelmezést ismertet (Gbadebo et al., 2005). McDougall (1990) tömített rés esetén nagymértékű sarokörvényt (corner vortex: CV) tapasztalt. Nulla résméretől, a résméretet fokozatosan növelve, a lapátvég sarokörvény megszűnik, mert az átlépő nagy sebességű résáram energizálja a kis mozgásmennyiségű zónát a lapát szívott oldal/csőfal találkozásánál (Gbadebo et al., 2007). Dong et al. (1987) kis résméret bevezetésével ($\tau/c = 0.017$) a sztátor lapáttól leválás (corner separation) mérséklődött a fokozat hatásfoka növekedett. A nyomásvesztés és a résméret növekedés között a kapcsolat – ellentétben a már ismertetett álló lineáris rács esettel - nem lineáris, az optimális résméret 1c%-nál adódott

(2.10. ábra). A 0.58c% résméret felett a lapát szívott oldalán a levált tartomány lecsökkent, résméretet tovább növelve a résáram már megakadályozza, hogy a fal határréteg és a szívott oldal között bármilyen kölcsönhatás legyen (Gbadebo et al., 2007). Itt a patkóörvény a résáram hatására már nem alakul ki. Optimálisnál kisebb résméret esetén a sarokörvény megjelenik, nagyobb résméret esetén a megnövekedett résáram (keveredés) okozza a nagyobb veszteséget (Freeman, 1985). Kügeler et al. (2008) tizenöt fokozatú kompresszor esetén, a járókerék agy és a sztátor lapátvég szívott oldali pangását mérsékelni tudta, a lapát és a fal közötti rádiusz alkalmazásával. Ugyanakkor (Meyer et al., 2012) a módszert egyenes állórács esetén alkalmazva, az összes vizsgált rádiusz esetén veszteség növekedést tapasztalt.



2.10. ábra: Résméret hatása a nyomásveszteségre (Gbadebo et al., 2007)

Többfokozatú kompresszorok hátulsó, nagyobb nyomású fokozatainál, a résméret 3...6h% is lehet (Goto, 1992) és (Williams et al., 2006). Itt a résméret nagyságát a szállított közeg és a mechanikai komponensek melegegedése befolyásolja (Baghdadi, 1996). Jothiprasad et al. (2012) plazma működtetést alkalmaz DBD (**d**ielectric **b**arrier **d**ischarge: **DBD**) módszer felhasználásával, fajlagosan nagyobb résméret esetén, a stabil üzemállapot kiterjesztésére. A csőfalon a belépőél előtt kerületi irányban („axially offset”) elrendezett – plazmát létrehozó – elektródák, a fal közelben axiális erőt gyakorolnak az áramlásra. Így a résörvény a lapát szívott oldalhoz kerül közelebb, ezáltal a résáram okozta keveredési veszteség és a diffúzió-szám lecsökken.

Nyilazott járókerék, lapátrés veszteség erősödését tapasztalta (Gallimore et al., 2002), ezzel szemben (McNulty et al., 2004) lapátvég metszet terhelés csökkenést figyelt meg, ami mérsékelt lapátrés áramlás- és így lecsökkent sebességtér gátlást eredményezett. Ramakrishna és Govardhan (2010) mérsékelt lapátrés okozta veszteséget tapasztalt lapátnyilazásnál. A lapátvég (+)SW és (+)DH kombinációjával (axially swept forward) a járókerék érzéketlensége a lapátrés méret változásra fokozottabb volt, mint a kizárólag (+)SW alkalmazása esetén. Részletes lapátrés vizsgálatot végzett három lapátos, kis agyviszonyúv FSW keréken (Lee et al., 2003). Megállapították, hogy a lapátrés örvény (**t**ip **l**eakage **v**ortex: **TLV**) a lapátprofil statikus nyomáskülönbség maximum helyén jön létre. A résörvény lapátcsatornában a főáramlást gátolja, így a kiszorító hatása miatt, alatta a főáramlás sebessége nagyobb. A lapátcsatorna hátulsó részében, kilépőél felé, a résörvény örvényessége csökken - kiterjedt pangó zóna alakul ki a falaktól távolabb is - az erős turbulencia, a csőfal határréteg és a főáramlás kölcsönhatás következtében. Megfigyelhető továbbá, hogy a résörvény eléri a szomszédos lapátot, ezt a jelenséget "double leakage"-nek (dupla légrés) nevezzük. A résörvény a turbulencia anizotrop jellegű. Lee et al. (2003) tapasztalataihoz hasonlóak a következő, STR lapátokon végzett vizsgálatok eredményei. Szintén nyomáskülönbség maximum helyen figyelte meg a résörvény kialakulását, állórácsban (Kang, Hirsch, 1993), körrács esetén (Inoue, Kuroumaru, 1989), (Pandya, Lakshminarayana, 1983). A lapát szívott oldali depresszió csúcs a rés növekedtével a kilépőél felé vándorol (Zhu et al., 2005), (Yoon et al., 2006) és ezzel összhangban, a résörvény kialakulás is késleltetett és a trajektória meredekebb a lapáthúrhoz viszonyítva (Zhang et al., 2013). Szintén

résörvény trajektória meredekség csökkenés következik be a lapát állásszög növekedésével, ekkor a lapát depresszió csúcs hátrébb vándorol, a lapátterhelés lecsökken, ennek köszönhetően a részörvény mérséklődik (Yoon et al., 2006), (Khalid et al., 1999). Ezzel összhangban, a lapátvég áramlási tér gátlás is kisebbedik. A mennyiségi szám változása a szívott oldali depresszió csúcs helyét nem befolyásolja (Yoon et al., 2006), ugyanakkor Inoue és Kuroumaru (1989) és Jang et al. (2005) a mennyiségi szám csökkenésével a részörvény erősödését és a kialakulás kilépő felé tolódását tapasztalták. A rés növekedése a részörvény örvényesség növekedését is eredményezi (Yoon et al., 2006). A részörvény jelentős fragmentálódását tapasztalt a lapátcsatornában (Liu et al., 2004) és szivattyúnál (Miorini et al., 2012), pangó - alacsonyabb sebességű - zónát eredményezve a kilépésnél. A „double leakage” (dupla lapátrés) jelenségét (Khalid et al., 1999) írta le. Hatására a lapátvég terhelés mérséklődik, ennek következtében a résen átlépő térfogatáram és a részörvény trajektória meredeksége lecsökken, a sebességtér gátlás fokozódik. A lapátózás mögött a falaktól távol az örvények szimmetrikusak ezért itt a turbulencia izotrop (Goto, 1992), míg falközben anizotrop természetű, (Goto (1992) és Oweis et al. (2006)). Corsini és Rispoli (2005) in-house anizotrop turbulencia modellt alkalmazott, aminek segítségével a "kicentrifugálódás" (Ramakrishna, Govardhan, 2009) okozta, ideális egyensúlyi egyenlettel (Schobeiri, 2012) eltérő, "nem-egyensúlyi" egyenlet szerint leírható 3D áramlás jobban közelíthető.

A részörvény kialakulására kétféle magyarázatot találhatók a szakirodalomban:

1. Tallman és Lakshminarayana (2001) turbina lapátot vizsgált $\tau = 1h\%$ résmérettel. A részörvény felcsavarodás, a lapátrésben szállított örvényvénység (örvénytranszport egyenlet: (Lajos, 2004)) következtében jön létre a lapát szívott oldal kilépésénél. A vizsgálat szerint, a turbina lapátrésben a keveredés kialakul, ez szolgáltatja az örvényességet. A cikk a lapátvastagságról nem tesz említést, de mivel a turbina lapát vastagsága fajlagosan nagyobb, így vélhetően a korábban említett vena contracta visszafekvés/keveredés feltételt kielégíti. Wu et al., (2011) axiális átömlésű szivattyú esetén, szintén lapátrés örvénytranszporttal indokolta a részörvény létrejöttét.
2. A részörvény kialakulásának „klasszikus” magyarázata (Dixon, Hall, 2014) értelmében, az örvénybe csavarodás a résen kívül, a nagy sebességű résáram és az erre közel merőleges főáramlás kölcsönhatása következtében jön létre. A résáram és a főáramlás között a határoló görbült felületen nyíróréteg alakul ki, amely keveredéshez és így résáram felcsavarodásához vezet.

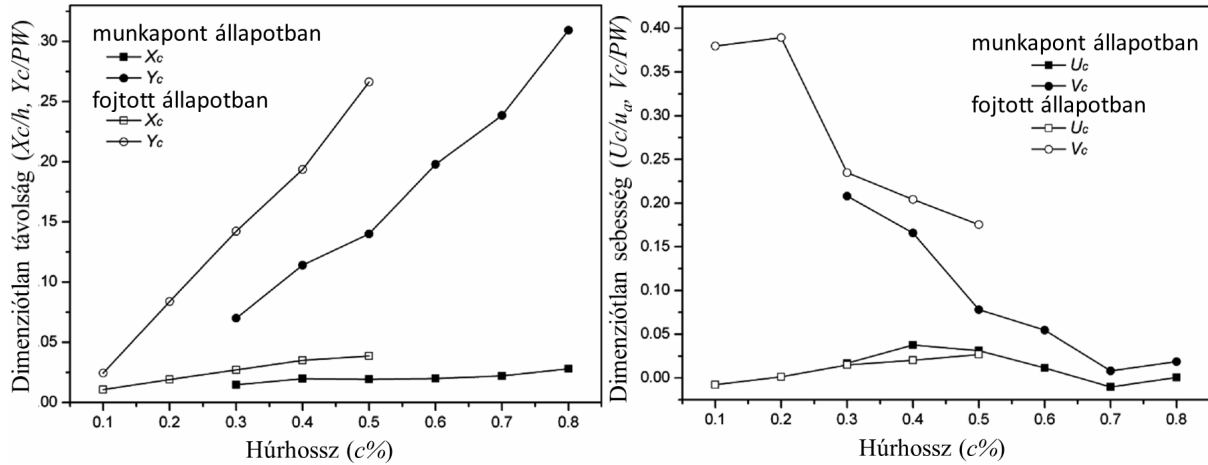
A részörvény negatív örvény, azaz a rotor forgásával ellentétes és az örvénymag főáramlás irányú relatív sebesség komponense alacsony (Xianjun et al., 2007). Liu et al. (2006) tervezési üzemállapotban a részörvény kialakulását a húr függvényében a következő szakaszokra bontotta:

1. Kialakulás szakasza: $x/c = 0.3$.
2. Terjeszkedés szakasza: $x/c = 0.3...0.5$.
3. Instabil szakasz: $x/c = 0.5...1$.
4. Turbulens keveredés: $x/c > 1$.

Fojtott üzemállapotban a részörvény a belépő élhez közelebb jön létre, a résen átlépő térfogatáram megnő (Xianjun et al., 2007), valamint a részörvény szétesése („vortex breakdown”) korábban következik be, hosszabb átmeneti instabil szakasz nélkül (Liu et al., 2004). A részörvény belépő felé vándorlás és a megnövekedett résáram magyarázata a lapát szívott oldali diffúzió megnövekedése (Dixon, Hall, 2014).

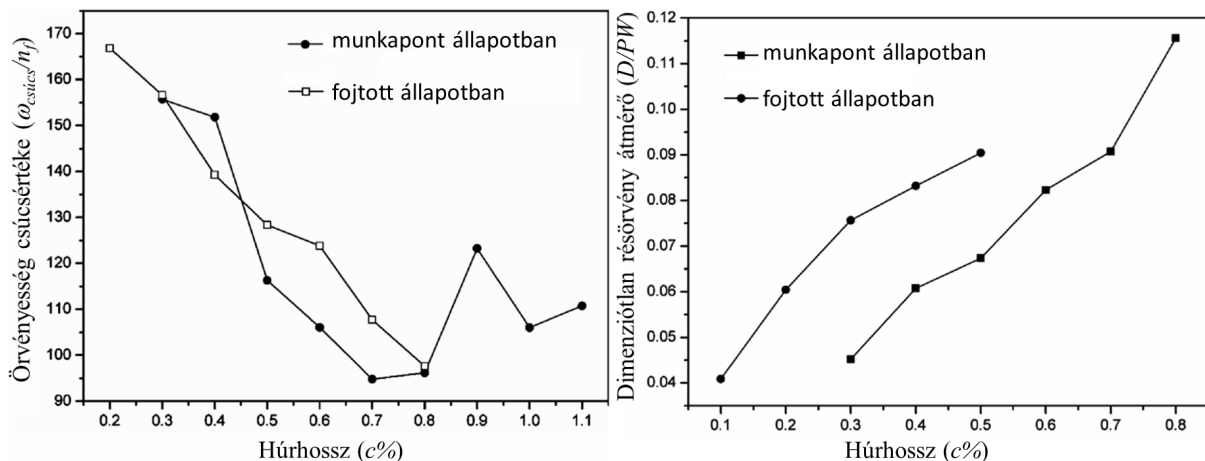
A bekezdésben ismertetem a lapátrés áramlás/részörvény tulajdonságait, tervezési üzemállapotban Xianjun et al., (2007) áttekintő munkáját alapul véve. A részörvény határ és középpont lokalizálására, a húr merőleges mérési síkokban, a λ_2 kritériumot (Haller, 2005) alkalmazta, mert így az örvény a csőfal határrétegtől jól elkülöníthető. Áramlás irányban a részörvény növekedésének oka a résáram energizáló hatása, azaz a forgás közben közeg felvétel impulzus

cserével és így az örvény diffúzió. A résörvény szétesése a kilépőélhez közel $x/c \approx 0.9$ következik be, itt az áramlás időfüggése már nem elhanyagolható. A résörvény aszimmetrikus, ami a főáramlással történő erős kölcsönhatás következménye. A kilépőél felől nézve minimum sebesség a résörvény jobb felső sarkában helyezkedik el, ahol a kölcsönhatás a résáram és a csőfal határréteggel a legintenzívebb. A kilépőél felé, a résörvény minimum sebesség, a trajektória közelébe vándorol és értéke azt megközelíti.



2.11. ábra: Résörvény trajektória: távolsága (X_c) és sebessége (U_c) a rotor forgásközéppont irányba, távolsága (Y_c) és sebessége (V_c) húrra merőleges irányba (Xianjun et al., 2007).

A 2.11. ábrán látható, hogy a résörvény a húr 30%-ánál jön létre, a húr merőleges távolság lineáris, radiális irányban a távolság közel egyenes, a középpont alig távolodik a csőfaltól. A tangenciális sebesség közel lineárisan csökken a húr 70%-áig. Értékét döntően a résáram befolyásolja, amely a lapátvég terheléstől függ és a kilépőél felé mérséklődik. A radiális sebesség értéke nagyságrendekkel kisebb, de a lapátvég felé a tangenciális sebességgel összetart. Értékét a résörvény növekedés befolyásolja.



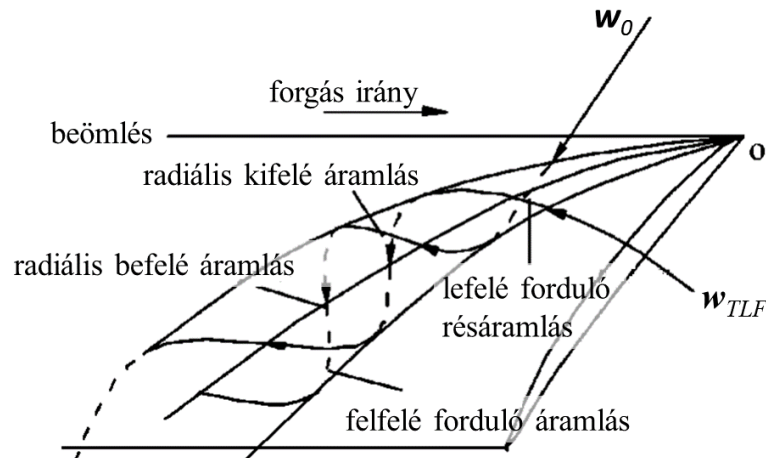
2.12. ábra: Dimenziótlanított örvényesség csúcserő (ω_{peak}) és a résörvény átmérő (D) változása (Xianjun et al., 2007).

Az örvény átmérőt a résörvény tartomány ($\lambda_2 < 0$) rövid és hosszú átmérőjének számtani közepe adja. A meredekség közel állandó, ennek az a magyarázata, hogy tervezési üzemiállapotban a szívott oldali határreteg radiális mozgása mérsékelt, így a lapátvégen a résáram a kilépőél felé kevésbé gátolt, ezáltal a résáram a résörvényt tovább tudja energizálni (2.12. ábra). A húr 70%-tól a meredekség kismértékben nő mert a résörvény instabillá válik.

Az indukált ellenörvény, a fali határreteg és a résörvény kölcsönhatás következtében fejlődik ki, a résörvény és a fal között, forgása ellentétes a résörvénnyel (Van Zante et al., 2000). Az örvény

erőssége a fal és a résörvény sebesség különbségétől függ (Williams et al., 2006). Az indukált ellenörvény meggátolja a résörvény mozgását a nyomott oldal felé (Van Zante et al., 2000), így gátolja a „double leakage” (Khalid et al., 1999) kialakulását is. Walker et al. (2005) álló lineáris lapátrácsban 8h% résméret mellett erős indukált ellenörvényt figyelt meg, amely relatív falmozgás esetén azonban már nem alakult ki. Ezzel szemben, relatív falmozgás esetén, kisebb résméret tartományban (0.83...3.3h%), You et al. (2006) tapasztalt indukált ellenörvény kialakulást. Axiális átömlésű szivattyú esetén (Miorini et al., 2012) szintén megfigyelte az indukált ellenörvény létrejöttét.

Zhu et al. (2005) mérésrel és szimulációval vizsgálta a lapátvég áramlási teret. Megállapította, hogy a globális teljesítmény jellemzők, úgy mint a statikus nyomásnövekedés és hatásfok, csökkennek a résméret növekedésével. A lapátrés áram a résből kilépve spirál alakú örvénybe csavarodik (2.13. ábra). Az örvény nagysága és intenzitása nő a résméret növekedésével. A résáram és a főáramlás kölcsönhatása keveredési veszteséget eredményez és gátolt sebesség tartományt a lapátvégen. A rés növelésével a reverzibilis áramlás fokozódik, amely így jelentősebb energiaveszteséget eredményez. A résörvény a fal közeli közegáramlást – a főáramláshoz képest – a szomszédos lapát felé téríti, a faltól távolabb az eltérítés viszont a szívott lapátoldal felé mutat (2.13. ábra). Hasonló megfigyeléseket tett a résörvény környezetében történő közegeltérülésre Pandya és Lakshminarayana (1983) is.



2.13. ábra: Lapátrés örvény modellje (Zhu et al., 2005)

A lapátrésen átáramló térfogatáramot két tényező befolyásolja (Lakshminarayana, 1996):

1. Lapátrés nagysága.
2. Lapátprofil mentén a nyomáseloszlás, azaz a lapátterhelés.

Állórács esetén, a résen átömlő térfogatáram a résmérettel lineárisan nő. A résörvény közelségének hatására ugyan változik a nyomáseloszlás, de ez a teljes átlépő térfogatáramot ez nem befolyásolja (Storer, 1991). Forgó rendszerben, a lapátvég felé haladva fokozatos lapát terhelés csökkenést tapasztalt Lakshminarayana és Pandya (1984).

A határoló csőfal és a rotor közötti relatív mozgás következtében, a résáramlás okozta kölcsönhatási tartomány, a lapátcsatornában a szívott oldaltól távolabb kerül (Lakshminarayana et al., 1995), (Zhu et al., 2005). A relatív falmozgás hatása az áramlási jellemzőkre, így jelentős befolyással bír, ennek hatását állórács esetén, mozgó határoló fallal modellezték: (Kang, Hirsch 1996), (Williams et al., 2006), (Kato et al., 2011). Kang és Hirsch (1996) relatív falmozgás hatására a határoló fal határrétegének járulékos eltérülést tapasztalta, ez felerősítette a résörvény mozgást, amely így a szívott oldaltól távolabb került. Hasonló megfigyelést tett forgó körrács esetén Lakshminarayana és Pandya (1984). A falmozgás felerősíti a résen átlépő közegmennyiséget, a lapátcsatornába belépő közeget falmozgás irányában eltéríti, a lapátcsatorna fal közelében a szomszédos lapát felé térül el a közeg, az alacsonyabb sugarakhoz képest (Williams et al., 2006). Forgó körrács esetén ugyanakkor, a lapát fordulatszám csökkenéssel összhangban

csökken a résáram (Lakshminarayana, Pandya 1984). Falmozgás esetén a lapátvég veszteség tartomány radiális irányú kiterjedése lecsökken azáltal, hogy a szomszédos lapát felé megnyúlik (Kato et al., 2011).

A lapátrés méret növekedésével a lapátozás mögötti veszteség zóna kiterjedése a lapátvégen nő, ugyanakkor a lapáttónél csökken (Kato et al., 2011). Ezzel szemben kis agyviszonyú (0.23) forgó körrács esetén, az agy közeli áramképet, a különböző résmérethez tartozó lapátvég veszteségek nem befolyásolják (Akturk, Camci 2011).

2.3. Áramlási tér gátlás

A lapátcsatorna súrlódásos jelenségeinek hatása, alacsony kerületi sebességű (ventilátor) járókerék esetén (Cumpsty, 2004):

- Behatárolja a nyomásfokozás gazdaságos tartományát, ennek túllépésével a határfok jelentősen romlik és az áramlás instabillá válik („rotating stall” és nagy kiterjedésű leválás („surge”) jelensége (Gallimore, 1999)).
- Falsúrlódás hatására a lapátcsatorna átáramlás hatásos keresztmetszete leszűkül, ezt a jelenséget gátlásnak nevezzük. A gátlás jelentősen befolyásolja a közegátáramlást.

A csőfal gátlás kiterjedését befolyásolja lapátvég terhelés, belépő határréteg vastagsága, lapátrés nagysága, beállítási szög, rácssűrűség (Khalid et al., 1999 és McNulty et al., 2004). A gyűrűfali (agy és csőfal) sebességtér gátlás értelmezésének egyik módja, a gyűrűfali határréteg kiszorítási vastagság számítása integrálással (Stratford, 1967). Tipikus értéke a gátolt tartománynak a gyűrűfelület 10%-a, a hátsó kompresszor fokozatoknál (Gallimore, 1999). A fali határrétegen kívül nő az átáramlási sebesség, aminek következtében, a hidraulikai határfok lecsökken, mert a sebességi háromszögek eltérnek a tervezési lapátgeometria megfeleltetéstől (Piscopo, 2013). Aungier (2003) a lapátozás előtervezésénél, egy becsült gátlás tényezővel növeli meg a gyűrűfelületet, hogy így az össznyomás csökkenést figyelembe vegye. Zhu et al. (2013) a 2D előtervezési módszerében, figyelembe veszi a gátlás hatását is. Cumpsty (2004) a következőképpen értelmezi a gátlás (B) számítását:

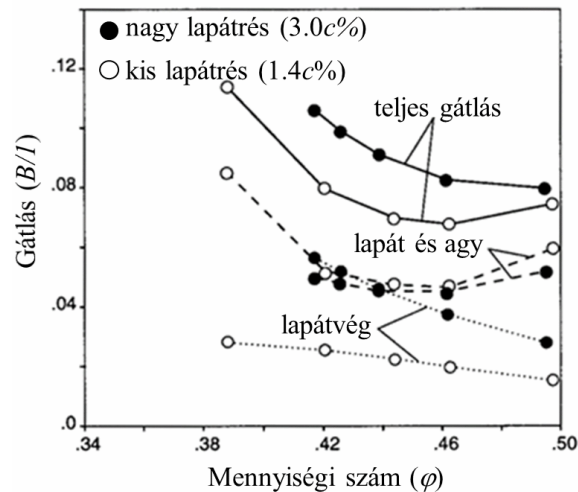
$$B = 1 - (\text{hatásos áraml. keresztm.} / \text{geom. áraml. keresztm.}) \quad (2.2)$$

A (határréteg) kiszorítási vastagsággal (δ^*) kifejezve:

$$B = 1 - (A - \Sigma \delta^*) / A \quad (2.3)$$

A kiszorítási vastagságot a lapátozás mögötti áramlási nyomban is értelmezni lehet („wake momentum thickness”, Dixon és Hall, 2014), így a lapátfelület súrlódás hatása is figyelembe vehető a gátolt tartomány számításánál. A lapátfelületen a határréteg, módosítja a hatásos lapátgeometriát és az eltérülés (δ) értékét megnöveli (Dixon, Hall, 2014).

Khalid et al. (1999) a hatásos átáramlási keresztmetszet határát, a főáramlás irányú sebesség vetület változás ($\nabla(\rho v_m)$) vizsgálatával fejezte ki. Megállapította, hogy nagyobb résméret esetén a gátolt tartomány nagyobb, a mennyiségi szám csökkenésével a lapátvég gátlás görbék széttartanak (2.14. ábra). Ez a belépési szög- (α_0) és így a lapáatterhelés növekedésével magyarázható. Ha csak a lapátvég tartomány gátlást vizsgáljuk, a kapcsolat lineáris és nagyobb résméret esetén a meredekség nagyobb. Ugyanakkor megfigyelhető, hogy az áramlási nyom és a lapáttó együttesen nagyobb veszteséget okoz, mint a lapátvég.



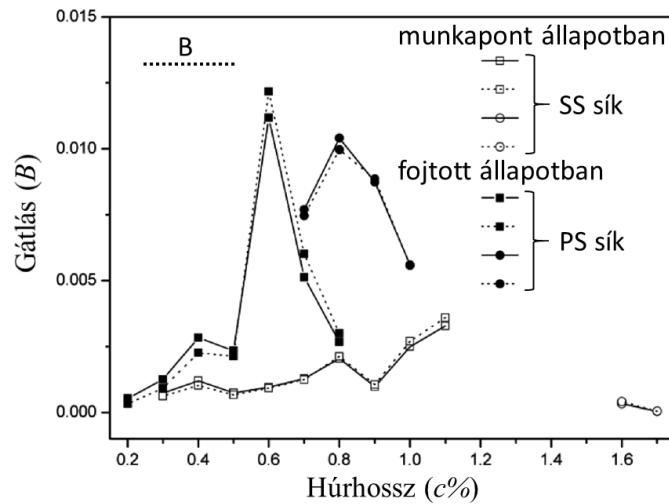
2.14. ábra: Gátlás a közegmennyiség függvényében (Khalid et al., 1999)

A szerzők $\Delta P/Q = 0.5$ üzemállapotban a következő megállapításokat tették: A lapát beállítási szög (γ) növekedésével a gátlás csökken, mert a résből kilépő nagy sebességű levegő sugár („jet flow”) mérséklődik és a főáramlás irányába fordul. A rácssűrűség (σ) növekedésével a gátlás csökken. Sűrű rács esetén, a résörvény a szomszédos lapát nyomott oldalával kerül kölcsönhatásba, ennek következtében a résben az áramlási veszteség megnövekedik, így a résen átlépő térfogat is lecsökken. Ennek következménye a kisebb gátlás és a lecsökkent lapátterhelés. Megállapították továbbá, hogy a lapátterhelés a gátlást gyengén befolyásolja. Ahhoz, hogy 50% csökkenjen a gátlás, a lapátterhelést 74%-kal kell csökkenteni a lapátvégén.

Foley és Ivey (1996) szerint több fokozatú kompresszor harmadik fokozatánál, a lapátrés áramlás csak a lapátmagasság 20%-ában zavarja a kilépő áramképet, csőfáltól számolva. Az agy szekunder jelenségei csak a lapátmagasság 40%-áig zavaróak, a két örvényes tartomány között az áramlás jó közelítéssel 3D-nek tekinthető. Laksminarayana (1996) tapasztalata alapján a lapátrés-főáramlás kölcsönhatási zóna a lapátmagasság 15...20%-ra terjed ki, így ebbe a tartományba beleesik egy korábbi vizsgálat is (Laksminarayana et al., 1986). Zhu et al., (2005) mérési eredménye szerint, a lapátréshez kapcsolt súrlódásos jelenségek hatása csőfáltól a lapátmagasság maximum 16%-ára terjednek ki.

Suder és Celestina (1996) a lapátrés áramlás által befolyásolt lapátvég tartomány radiális kiterjedését a lapátmagasság 15...20%-ára becsülte. Az ún. „core-flow” tartományt lapátmagasság 20...80%-ának tekintette. Ebben a tartományban a gátlást az áramlási nyom okozza. Suder (1998) vizsgálatának a konklúziói a következők. A lapátvég gátlás 2...3-szor nagyobb, mint a core-flow gátolt tartománya. A lapátterhelés növekedésével a lapátvég gátolt tartomány is növekedik, ami összhangban van Khalid (1994) megállapításával. A core-flow gátlása a lapátmagasság mentén csaknem konstans. Kisebb rotor fordulatszámokon a lapátvég- és a core-flow gátlás megnövekedik, a „core-flow” gátlás (~áramlási nyom) a sugár mentén azonban már nem állandó. Veszteség növekedés oka lehet, hogy a kisebb szállító sebesség miatt, a megfűjési sebesség szöge (i) emelkedik, amely a szívott oldali depresszió növekedéséhez vezet (Dixon, Hall, 2014).

A lapátcsatornában, a résörvény okozta gátlás következménye, hogy a szívott oldali depresszió csúcs növekedése fokozódik a résméret növekedésével (Zhu et al., 2005). Xianjun et al. (2007) mérési adatokból a lapátcsatornában számolta a résörvény okozta gátlást. A résörvény szétesése esetén a gátlás tovább növekedik, a tervezési munkapontban, a kilépőél síkjában és azután is (2.15. ábra). A jelleggörbe csúcsán (NS), az örvény szétesés már a lapátcsatornában bekövetkezik („vortex breakdown”), ennek síkjában a gátlás eléri a csúcserőértékét, amely a DE gátlás maximum több mint háromszorosát teszi ki, a mért tartományban.

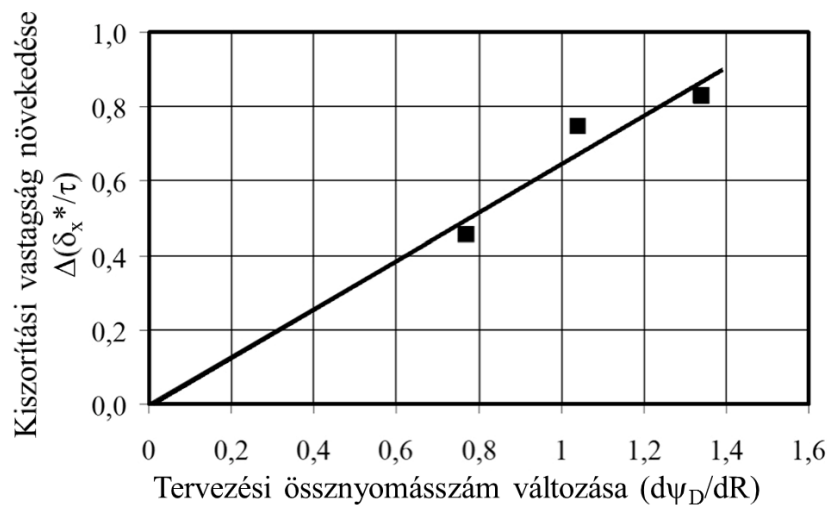


2.15. ábra Részörvény okozta gátlás változása a húrhossz (%) mentén, a húrra merőleges síkokon (Xianjun et al., 2007)

Bourgeois et al. (2011) turbulencia modellek részletes összehasonlító vizsgálatát végezte el. Megállapította, hogy a centrifugál kompresszor kilépésénél az SST turbulencia modellel számolt gátlás $B = 22.6\%$, az RSM-SSG modell esetén $B = 22.5\%$, a mért értéke $B = 21 \pm 2\%$. A járókerék mögötti diffúzor csatorna kilépésénél azonban az RSM modell már lényegesen jobb eredményt szolgáltat. Mivel a Reynolds-feszültség modell számítási ideje nagyobb, mint a Reynolds-átlagolt modellel ezért az SST modell alkalmazása célszerűbb lehet, ha (csak) a lapátcsatorna áramlás jóságát akarjuk megítélni.

Jothiprasad et al. (2012) kis kerületi sebességű, lapátvégen erősen terhelt járókerék esetén, a lapátmagasság 10%-án tapasztalt gátlást a csőfálnál. Az axiális DBD működtetésével, a hatóerő fokozásával lineárisan csökkent a leválás mérték.

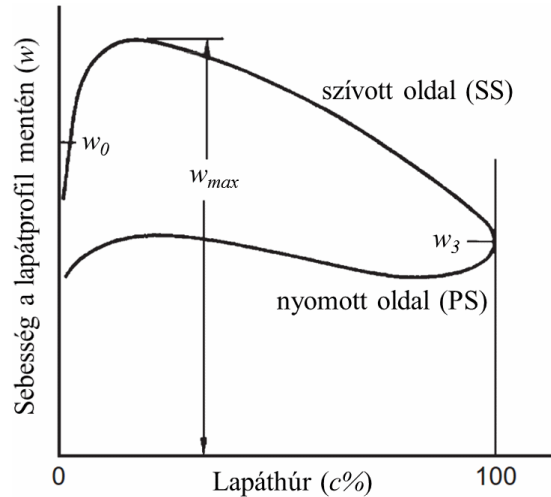
A CVD sebességeloszlásra tervezett járókerék nem kívánt jellemzője a radiális közegáramlás, amely a lapátvégen pangó zónát eredményez. Ezt a hatást a gátlás vizsgálatánál, a tervezési nyomásszám gradiens bevezetésével – mint új paraméter - figyelembe vehetjük (Vad, 2013). Egyenes (STR) lapátozás esetén, a fali határreteg axiális sebesség komponensével számolt kiszorítási vastagsága a lapátvégen, egyenesen arányos a tervezési nyomás gradiennel (2.16. ábra). A lapát előrenyílása ugyanakkor moderálja a radiális közegátrendeződést (Vad, 2010), amely így kedvezően hat a csőfal gátlásra is.



2.16. ábra Lapátcirkuláció változás hatása a lapátvég gátlásra (Vad, 2013)

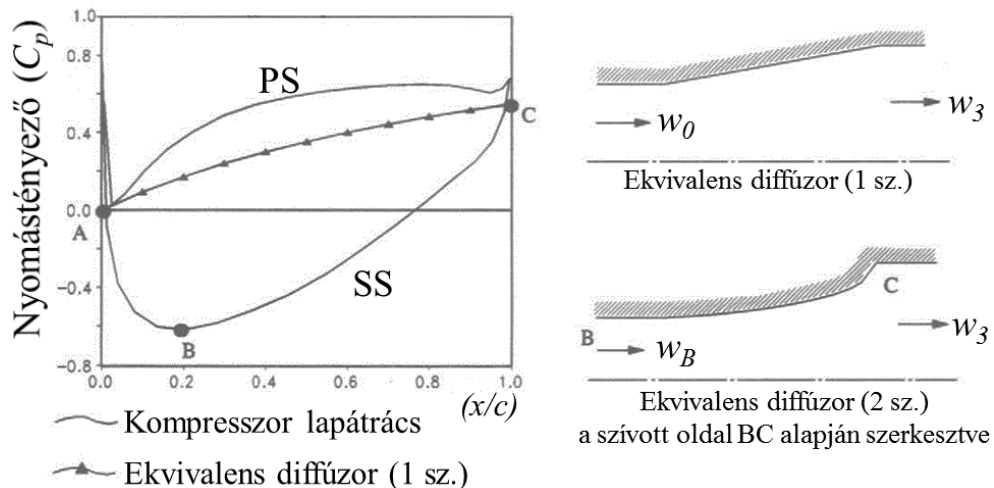
2.4. Diffúzió szám és a profil veszteség

A sík szárnyrácsot alkotó szárnyprofilok szívott oldalán a nyomás a legnagyobb depresszió helyétől (2.17. ábra) kezdve az áramlás irányában növekszik, az áramcsövek tehát ezen a helyen diffúzorok. Ha a nyomásnövekedés rohamos, a határreteg csökkent mozgási energiája nem elegendő az áramlás közben a nyomásnövekedéssel szemben végzendő munkához, az ott lévő levegő részek megállnak, visszafelé áramlanak, és az így meginduló örvények miatt az áramlás nem követi többé a szárny felületét (Gruber, Blahó, 1971).



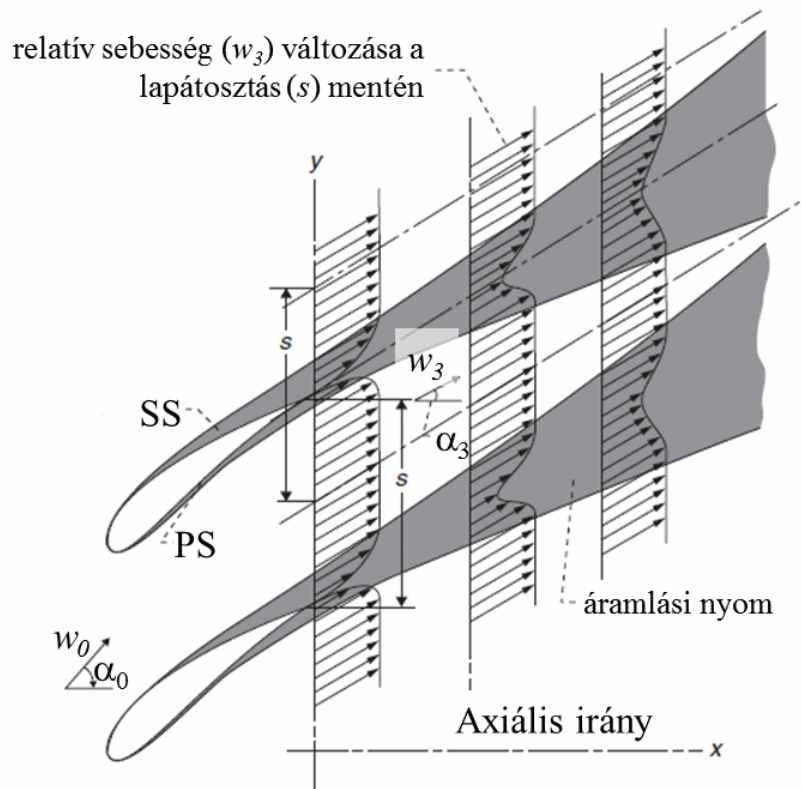
2.17. ábra Jellegzetes lapátprofil sebesség eloszlás tervezési állapot esetén (Dixon, Hall, 2014)

A lapátcsatorna így diffúzorként modellezhető (Schweitzer, Garberoglio, 1983), nyomáseloszlás ismeretében az egyenértékű diffúzor keresztmetszet szerkeszthető (2.18. ábra). Látható, hogy a közeglassulás a szívott oldalon kritikussá válhat, mert $w_{\max} - w_3 \gg w_0 - w_3$, ezzel összhangban a szívott oldali diffúzió (nyomáscsökkenés, BC) csaknem kétszerese a lapátrács ekvivalens értékének (AC) (2.18. ábra).



2.18. ábra: Ekvivalens diffúzor (Lewis, 1996)

Lieblein sík szárnyrácsokon (C4 és Naca65 profil) végzett mérésorozattal kimutatta, hogy a nyomásvesztés és a lapátmozgás mögötti áramlási nyom vastagsága elsődlegesen a lapát szívott oldali közeglassulásával (diffúzió) arányos, a minimális nyomásvesztést adó megfűzési szög (i) környezetében (Bullock, Johnsen, 1965). Ez a megfigyelés azzal magyarázható, hogy a kilépőlelen leúszó, szívott oldali határreteg közeg, a fő táplálója az áramlási nyom kiterjedésének, ezért a lineáris lapátrács esetén a szívott oldali sebesség eloszlás a legfontosabb befolyásoló tényező az össznyomás veszteség kialakulásánál (2.19. ábra).



2.19. ábra: Áramlási nyom és sebesség eloszlás sematizált ábra (Dixon, Hall, 2014).

Lieblein a szívott oldali közeglassulás számszerűsítésére bevezette a lokális diffúzió számot (Bullock, Johnsen, 1965):

$$DF_{loc} = \frac{w_{\max, free} - w_3}{w_{\max, free}} \quad (2.4)$$

Az áramlási nyom vastagsága („wake momentum thickness ratio”) a kilépő élnél (Cumpsty, 2004):

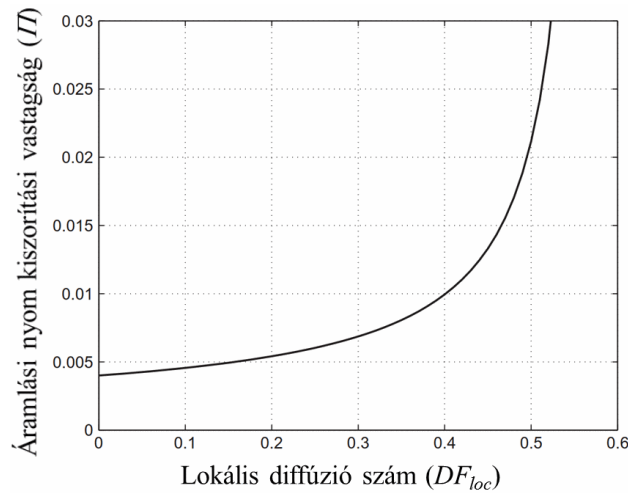
$$\Pi = \frac{1}{c} \int_0^\delta \frac{w(\delta)}{w_{loc, free}} \left(1 - \frac{w(\delta)}{w_{loc, free}} \right) dn \quad (2.5)$$

A nyomás-veszteség tényező (Cumpsty, 2004), amely profil veszteségnek tekinthető, nagysága a lapát kilépőél mögötti áramlási nyom vastagságával arányos (2.19. ábra):

$$\omega = \frac{\Delta p_0}{\frac{1}{2} \rho w_0^2} = \frac{p_{00} - p_{03}}{\frac{1}{2} \rho w_0^2} \approx 2 \left(\frac{\Pi}{c} \right) \frac{\sigma}{\cos \alpha_3} \left[\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_3} \right]^2 \approx 2 \left(\frac{\Pi}{c} \right) \frac{w_3 \sigma}{v_m} \left[\frac{w_3}{v_m} \right]^2 \sim \frac{0.007 \cdot 2\sigma}{\cos \alpha_3} \quad (2.6)$$

Az áramlási nyom vastagság (Π) és a lapát szívott oldali lokális diffúzió szám (DF_{loc}) között a 2.20. ábra fejezi ki a kapcsolatot. A görbe a következő egyenlettel közelíthető (Dixon, Hall, 2014):

$$\Pi = f(DF_{loc}) = 0.004 / [1 + 1.17 \ln(1 - DF_{loc})] \quad (2.7)$$



2.20. ábra Áramlási nyom vastagság függése a lokális diffúzió számtól
(Dixon, Hall, 2014)

Mivel a profil szívott oldali sebesség eloszlását viszonylag körülményes lenne meghatározni, ezért Lieblein szisztematikus rácsmérés sorozat kiértékelésével levezette az empirikus diffúzió számot (DF), Naca 65 és brit C4 profilokra. Ennek számításához elég ismerni a sebességi háromszögeket ($\sim v_{3u}$) és a rácssűrűséget ($\sigma^{-1} = s/c$), ami a diffúzió szám egyenletének a használatát az előtervezésnél egyszerűvé teszi (Lieblein, 1960):

$$DF = f(\Delta p_{stream}; \Delta p_{cir}) = \left(1 - \frac{w_3}{w_0}\right) + \frac{v_{3u}}{2\sigma w_0} \sim DF_{loc} \quad (2.8)$$

I. II.

Az axiális iránytól mért szögekkel kifejezve, állandó sűrűség és $AVR = 1$ feltételezésével:

$$DF = \left(1 - \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_3}\right) + \frac{\cos \alpha_0}{2\sigma} (\tan \alpha_0 - \tan \alpha_3) \quad (2.9)$$

A DF egyenlet összenyomhatatlan közeget feltételez, és két tényező együttes hatását fejezi ki, a profilvesztésre. A (2.8) I. tagja a lapátrács 1D diffúziójával-, a II. tag a lapátsatorna keresztirányú nyomásgradiensével arányos, azaz a kilépő közeg eltérülését fejezi ki a belépőhöz képest (Cumpsty, Greitzer, 2004). A lapátsatorna diffúzióját egy másik ismert korlátozó feltétellel, a De Haller kritériummal (DH) is kifejezhetjük, kritikus értéke $w_3/w_0 \geq 0.72$ (Wennerstrom, 1990). A lapáttó deHaller kritériumra történő ellenőrzése FV tervezésnél különösen fontos (Eck, 2003), mert a tangenciális sebesség (v_{3u}) itt a legnagyobb, a szállítósebesség pedig a legkisebb.

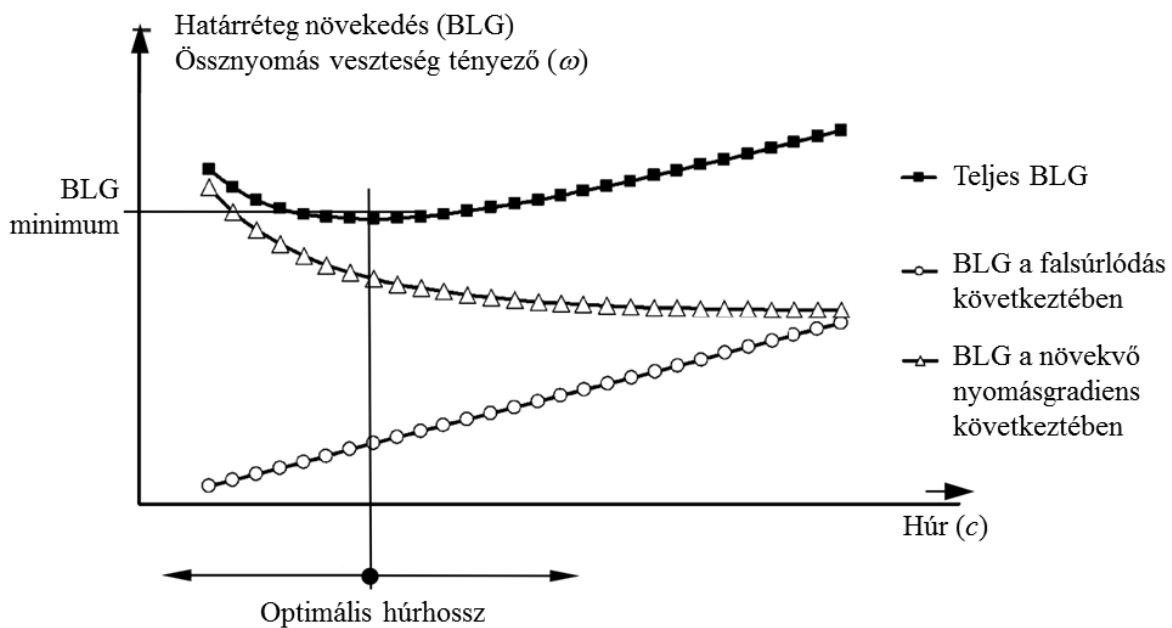
A tangenciális sebességet DF-ből kifejezve és azt az Euler Turbina Egyenletbe helyettesítve kapjuk:

$$\Delta P_t = f(\sigma, u, DF, DH) = 2\rho\sigma u w_0 \left(DF - 1 + \frac{w_3}{w_0}\right) \quad (2.10)$$

Látható, hogy az össznyomás növekedés egyenesen arányos a kerületi sebességgel valamint a rácssűrűséggel.

Ha $DF > 0.6$, a lapátrács veszteség növekedése rohamossá válik (Lieblein, 1960), ennek oka a turbulens határreteg leválás. Marcinowski (1956) megállapította, hogy magányos szárnyal

szemben, állórácsban a kedvező aerodinamikai viszonyok kezdődő leválás mellett adódnak a kilépőélnél. Általános esetben, helyes tervezésnél $DF = 0.45$ érték körül szóródik (Dixon, Hall, 2014). Robbins és szerzőtársai FV tervezés esetén a lapáttónél $DF = 0.6$ a lapátvégen pedig $DF \approx 0.4$ javasoltak (Bullock, Johnsen, 1965). A 3D körrács előtervezésénél, a $\bar{\omega} = f(\Pi)$ 2D részvesztéseget profilvesztésnek nevezzük (Grieb, 2009). Előtervezésnél a 2D síkrács modell esetén, a nyomásgradiens mellett, figyelembe kell venni a falsúrlódás hatását is a nyomásvesztésre (Vad, 2010), ezt a (2.12) és a (2.8) alapján a $\omega = f(\sigma)$ függvény képzésével tudjuk megtenni (2.22. ábra). A minimális veszteséget adó megfújási szög (i), a húr (c) növekedésével, a falsúrlódás okozta határréteg vastagodás (**B**oundary **L**ayer **G**rowth: **BLG**) lineárisan nő (2.21. ábra), aminek az eredménye, hogy adott rácssűrűség esetén, az áramlási nyom vastagodásának ($\Pi \sim \omega$) szélsőértéke van. Így – a falsúrlódás hatását is figyelembe véve - adott eltereléshez (α_0, v_{3u}) és rácstáshoz (s) egy optimális húr (c) érték rendelhető hozzá (2.22. ábra).



2.21. ábra Határréteg vastagodása a szívott oldali depresszió csúcs után (Vad, 2010)

A (2.7)-hez hasonlóan, a dimenziótlan áramlási nyom vastagság a DF -el is kifejezhető (Roberts et al., 1988):

$$\Pi \approx 0.045DF^{2.2} + 0.006 \text{ és } 0 \leq DF \leq 0.6 \quad (2.11)$$

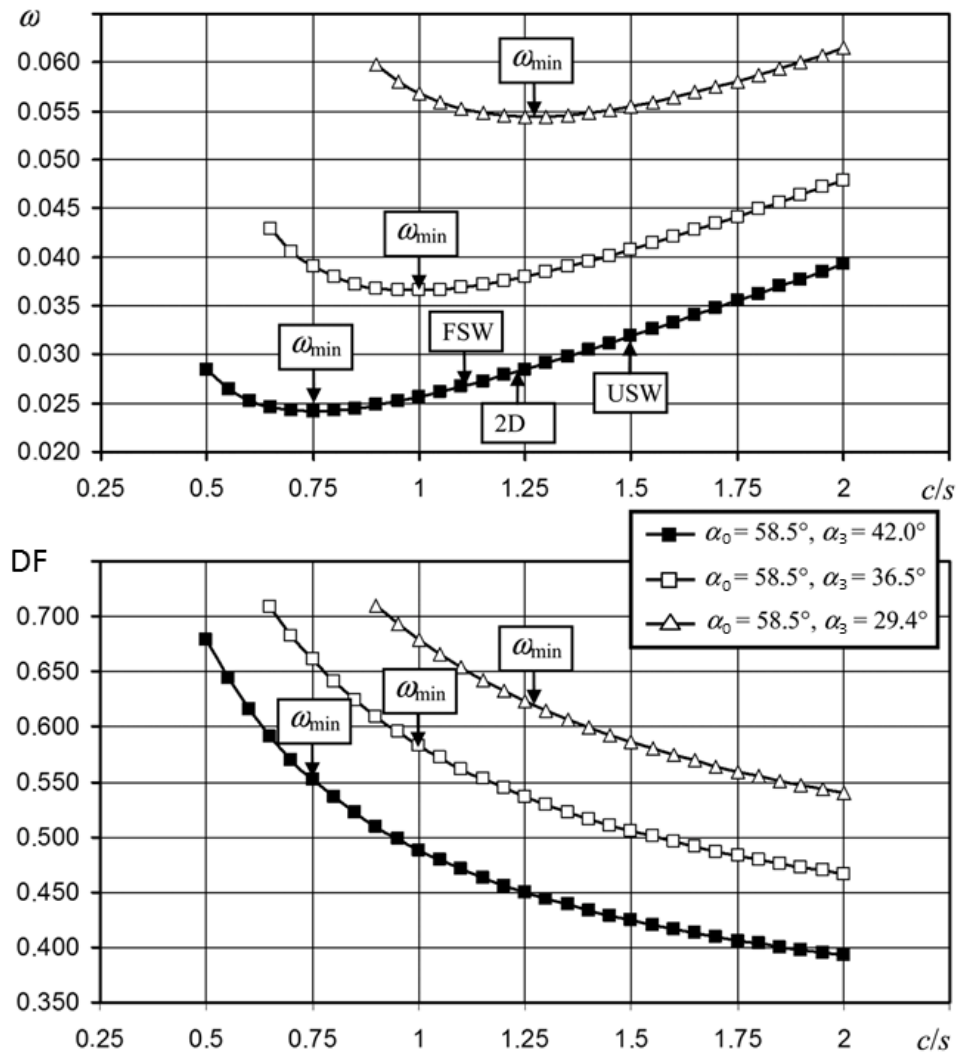
Vad (2010) regresszió nyomán:

$$\Pi = 6.2 \cdot 10^{-3} + 3 \cdot 10^{-4} \exp(6.34DF) \text{ és } 0 \leq DF \leq 0.7 \quad (2.12)$$

A DF a következő változóktól függ: $DF = f(\mathbf{w}_0; v_{3u}; \sigma) = f(\alpha_0; \varepsilon; \sigma) \Big|_{\rho \approx \text{const.} \wedge AVR=1}$

Előtervezés során, az adott sugárhoz tartozó sebességi háromszögek ismeretében, a (2.12) egyenletben csak a rácstűrség függvénye ($\Pi|_{(\mathbf{w}_0, v_{3u})} = f[DF(\sigma)]$). Ezt az egyenletet a (2.6)-ba helyettesítve kapjuk a következő függést $\bar{\omega}|_{(\mathbf{w}_0, v_{3u})} = f(\sigma)$. Az így kapott egyenlet az adott sugarú rácsmetszet 2D profilvesztését fejezi ki, tervezésnél arra törekszünk, hogy értéke minimumhely

környezetében legyen (Vad, 2010). Egy ilyen vizsgálat grafikus kiértékelését szemlélteti a 2.22. ábra.



2.22. ábra: Előírt eltereléshez tartozó profilvesztés és diffúzió szám eloszlás (Vad, 2010)

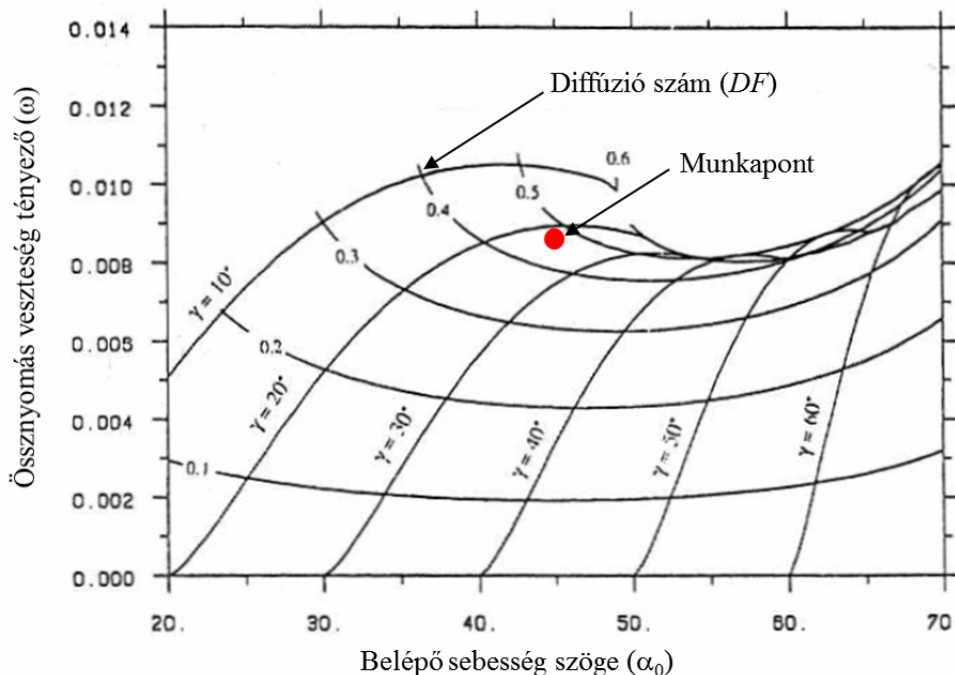
A lapátszám ($s = f(N)$) felvételével és a 2.22. ábra szerkesztésével, az optimális húr hossz (c) leolvasható. A lapátszám választásánál figyelembe kell venni az $Re \geq 1.5 \cdot 10^5$ feltételt (Bohl, Elmendorf, 2012). Az előtervezési nyomás fokozásával a DF szinten tartása a lapátszám növelésével lehetséges, ez fajlagosan nagyobb rácssűrűséghez vezet, aminek eredményeképpen a lapáttérhelés mérséklődik (lapátrés veszteség lecsökken), azonban így viszont a „double-leakage” kialakulásának veszélye megnövekedik (Dickens, Day, 2011).

Vad (2010) a határoló falaktól távol, a lapát szívott oldalán a 3D kontinuum pályagörbe hosszát, mint effektív húr hossz kezeli. Megfigyelte, hogy adott rácsszám (s) és sebességi háromszög ($\alpha_0; \alpha_3$) esetén, az effektív húr hossz rövidülésével a falsúrlódási veszteség lecsökken, azaz ezzel összhangban a torló nyomás veszteség (ω) a minimum közelébe kerül. Ez a 3D szemléletmód különösen a változó cirkulációra történő tervezés és a lapátnyílazás együttes alkalmazása esetén hasznos, mert a sugár mentén alkalmazott előrenyílazás pályagörbe rövidítő hatása veszteség csökkenést eredményez, ami így a 2D Lieblein-analógia szerint értékelhető.

Cetin et al. (1987) összefoglaló tudományos-jelentése (AGARD), számos „alternatív”, az irodalomban fellelhető közelítő egyenletet tartalmaz a diffúzió számra (DF) és a veszteségre

($\omega = f(\Pi)$) egyaránt. Hu et al. (2011) görbült áramvonal módszert (streamline curvature: SLC) alkalmazzák az „off-design” üzemállapot paramétereinek a becslésére. A diffúzió meghatározására Swan (1961) által bevezetett egyenértékű diffúzió számot alkalmazza, a profilveszteség becslésére azonban már, az (Re, Ma) hatását is figyelembe vevő Aungier (2003) közelítést használják fel. Ideális közegáramlást feltételezve, a görbült áramvonal módszere (SLC) a mozgásegyenlet felírásánál a határoló falak (agy és csőfal) görbületét is figyelembe veszi (Dixon, Hall, 2014). Így azt az „endwall profiling” tervezési módszer esetén is alkalmassá teszi a tengelyszimmetrikus, de a hengerfelülettől eltérő, áramfelületek számítására. Az SLC módszer alapjait Novak (1961) rakta le. A szárnyrácsprofil tervezésnél jó alkalmazható a König et al., (1996) profilveszteség és közegeltérülés (δ) számítás modell. A módszer pontosabb közelítést szolgáltat, mint a Cetin (1987) dolgozatában bemutatott „AGARD-modell”. Schobeiri (1997) a veszteség számítás modelljében, az összenyomhatóságot is figyelembe veszi a diffúzió szám bevezetésénél.

A 2.23. ábrán lapátréssel ellátott álló lineáris lapátrács konstans DF és beállítási szög (γ) görbeserege látható (Storer, Cumpsty, 1994). A DF-et a lapátréstől távol érti, a veszteség tényező azonban már a lapátrés környezetében értelmezett. Megfigyelhető, hogy a veszteség az összes beállítási szög esetén $DF = 0.45$ -ig közel lineáris nő, e fölött pedig a veszteség növekedés 2.23. ábra szerint kis mértékben csökken. A lokális minimumok $\gamma \approx 40^\circ$ mentén szóródnak. Megfigyelhető továbbá, hogy rögzített ($\alpha_1, \gamma, \tau \neq 0$) esetén fal közelben csökkenő diffúzió szám hatására a profilveszteség szigorúan monoton csökken. Ebből arra lehet következtetni, hogy a lapátvég 3D áramlási jelenségei alapvető eltérést eredményeznek a tervezési profilveszteség (~áramlási nyom) alakulásában (Ravindranath, Lakshminarayana, 1982); továbbá a tervezési 2D optimumnál (2.21. ábra) kisebb tervezési diffúzió szám a lapátvég veszteség csökkentés eszköze lehet, forgó körrács esetén. Ezzel összhangban, elképzelhető, hogy a tervezési diffúzió szám mérséklésével csökken a tangenciális- és az áramlás irányú nyomás gradiens értéke, a lapátvég veszteség erre érzékenyebb lehet, mint a húr hossz növekedés okozta felületi súrlódás veszteség többlet.



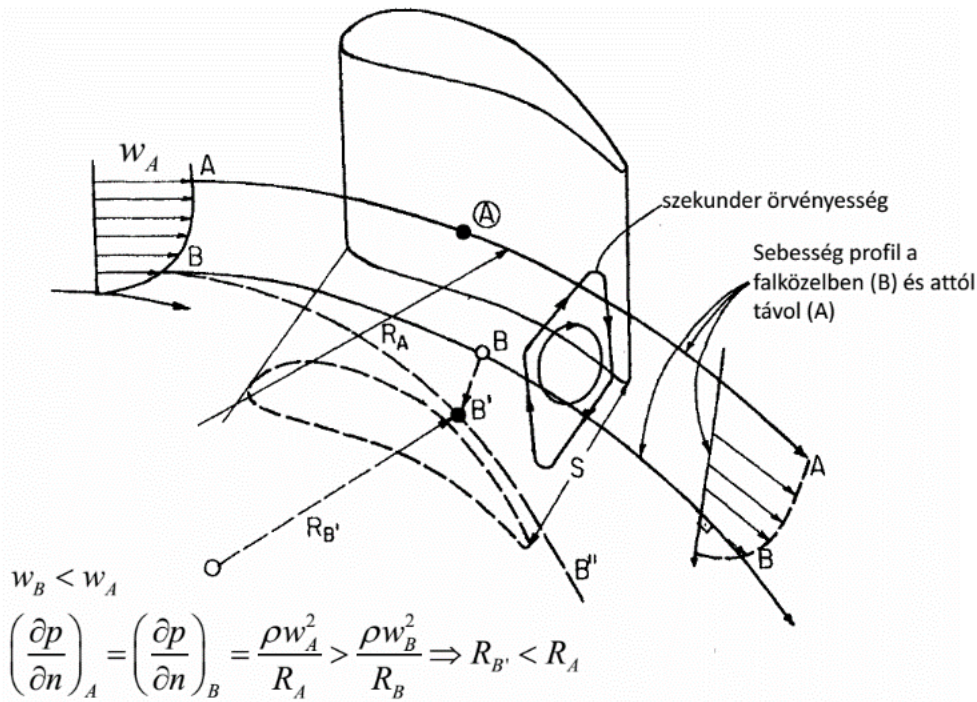
2.23. ábra: A lineáris lapátrács tervezési paramétereinek a hatása a lapátvég veszteségre, $\tau/c = 0.02$, lapátvégtől $h/c = 0.75$, $\sigma = 1.67$ (Storer, Cumpsty, 1994)

Wheeler et al. (2009) két belépőél geometria konfigurációt tesztelt. A 3:1 ellipszis beállításnál az áramlás a belépőél környezetében lamináris maradt, a lekerekített esetben azonban korai leválás jött létre a gyors visszafekvés után a határréteg turbulens. Az utóbbi eset 30%-kal nagyobb áramlási nyom vastagságot- és ezzel összhangban 30%-kal nagyobb profil veszteséget eredményezett. Bo et al. (2010) álló lineáris rács - határoló falaktól távoli - vizsgálata alapján, a belépő sebességnek (w_0) csak csekély befolyása van a határréteg szerkezetére, nagyobb sebességhez alig kisebb kiszorítási vastagság tartozik. Ugyanakkor a megfújási szög (i) változás a határréteg szerkezetére jelentős befolyással bír. A vizsgált negatív megfújási szögnél nem tapasztalt sem a szívott- sem a nyomott lapát oldalon határréteg leválást. A megfújási szög növelésével összhangban a szívott oldali határréteg leválás egyre közelebb kerül a lapát belépő élhez. Hasonló tendenciát tapasztalt Ma et al. (2011) is a lapátközépen. A nyomott oldalon a vizsgált állásszög tartományban nem tapasztalt leválást. A belépő turbulencia (\sim turbulencia fok) megnöveli a szívott lapátoldal határréteg nyírófeszültségét, ezáltal hozzájárul a profilvesztés növekedéséhez (Chen et al., 2012).

2.5. Lapáttó leválás

A lapátcsatorna falnál (lapáttó vagy lapátvég zérus résmérettel) a 3D leválás általános magyarázata (Gbadebo et al., 2007), az áramlás irányú nyomás gradiens, amit a lapátprofil vastagság eloszlása okoz és a határoló falnál, a kerület irányú nyomás gradiens kölcsönhatása, ami a lapátcsatorna görbülete („szükséges közegeltérítés”) eredménye. Ehhez hozzájárul még a belépő fali határréteg eltérése a határoló felület mozgás (rotor) hatására (Lei et al., 2008). You és Liu (2010) az empirikus lapáttó leválás kritérium levezetésénél, a lapátsűrűséget (σ), a beállítási szöveget (γ), a vázvonat ív középponti szögét (θ) és a lapátmagasság-húr arányt (AR) tekintette főbb, leválást befolyásoló geometriai tényezőknek. Felsorolt hatások szuperpozíciójának következménye, hogy a lapáttónél a szívott oldalon mindig kialakul leválás (Gbadebo et al., 2005), ami az áramképet 3D teszi Gbadebo et al., (2005) és Hashmi et al. (2011). Ezzel szemben Dong et al. (1987) alacsony sebességű, egy fokozatú kompresszor esetén a rotor lapáttónél nem tapasztalt leválást, a sztátor keréken azonban jelentős pangás lépett fel. Ezért a lapáttó leválás minőségi és mennyiségi értékelésére a 2D áramlás diffúzió-modell – önmagában - alkalmatlan (Dring, 1987), (Hah, Loellbach, 1999), (Gbadebo et al., 2005), (Bailie et al., 2008) és (Yu, Liu, 2010).

A lapátcsatorna falnál kialakuló keresztirányú áramlás (nyomás gradiens) magyarázata a belépő, határréteggel rendelkező közeg eltérése az átáramlás során (Lampart, 2009). A határréteg áramvonal eltérése magyarázatát a 2.24. ábra szemlélteti. Sűrűségmentes állandó sűrűségű áramlást feltételezve, a fal közelben (B) és attól távol (A), a két egymást fedő, görbült áramvonal normális irányú nyomásnövekedése azonos, amely az euler-egyenlet segítségével kifejezhető (Lajos, 2004). Fal közelben azonban (B) a falsűrűség miatt az áramlás határréteggel rendelkezik, ahol a sebesség értéke kisebb, mint a faltól távol (A), a szabadáramlásban ($w_B < w_A$, 2.24. ábra). A nyomás gradiens hatására, a normál komponens egyenletek értelmében, a határréteg kontinuum pályája görbülete lecsökken ($R_B < R_A$). A határréteg áramlás eltérése szekunder áramlást generál a szívott oldal irányába.



2.24. ábra: Szekunder áramlás a falnál (Laksminarayana, 1996)

Ennek hatására a lapát belépő élén kialakuló patkóörvény („horseshoe vortex”) nyomott oldali ága, a szívott oldal felé sodródik (2.26. (a) ábra, Dixon, Hall, 2014), ez kölcsönhatásba lépve a lapáttó közeggel a kilépési örvényességet („passage vortex”) hozza létre. Továbbá a határoló fal határréteg közeg kerület irányú transzportja eredményezi a lapáttó leválást (Laksminarayana et al., 1986), illetve hozzájárul a lapáttó leváláshoz (Lei et al., 2008). A súrlódásmentes Squire-Winter modell szerint, a lapátózást elhagyó örvényesség (Came, Marsh, 1974) körrács esetén:

$$\omega_s \approx -2\varepsilon \frac{\partial w_B}{\partial r} \quad (2.13)$$

A (2.13) egyenlettel összhangban az örvényesség fokozódik a közegeltérülés (ε) növekedésével (Leboeuf, 2008). A belépő lapáttó agy fali határréteg kiszorítási vastagsága arányos a veszteséggel és annak kiterjedésével (S), a lapáttónél: $\omega_{3D,max} \wedge S \sim \tanh \sqrt{\delta^*}$ (Roberts et al., 1988). Ezzel szemben You és Liu (2010) szerint, a belépő fali határréteg vastagság, csak csekély befolyással van a lapáttó-agy leválás („corner-stall”) jelenségére. Ugyanakkor, (Dong et al., 1987) és (Hah, Loellbach, 1999) sztátor lapátózás esetén az agynál nagyobb leválást tapasztalt szemben a lapátvéggel, amit Hah és Loellbach (1999) az agy vastagabb belépő határrétegével indokolt. Gao et al. (2013) numerikus munkájával igazolta, hogy a belépő határréteg vastagság fontos paramétere a lapáttó leválásnak (corner separation). Ugyancsak a belépő fali határréteg befolyását tapasztalta lapáttó leválás esetén Chen et al. (2012) is: Hatást gyakorol a sarokörvény és a lapáttó „shed vortex” 3D szerkezetére, növekedésével gyorsul a kilépési örvényesség forgási sebessége, ugyanakkor a kilépő sebesség szögét (α_3) csak csekély mértékben befolyásolja ($\Delta i \leq 1^\circ$).

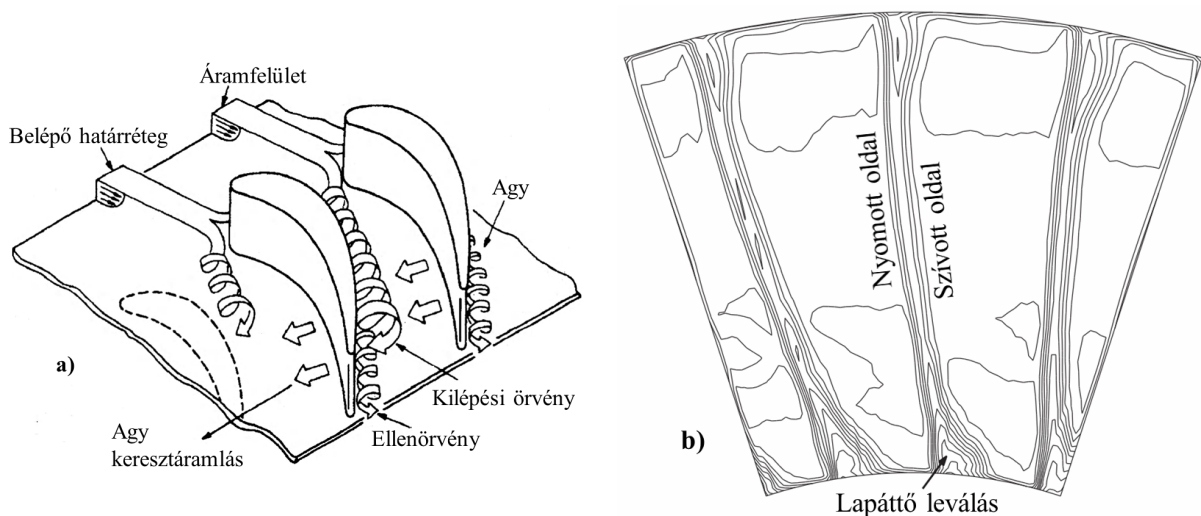
Szakirodalmat értékelve, a belépő agy-határoló fal határréteg vastagsága befolyással bír a lapáttó leválás (corner separation) szerkezetére, azonban kiterjedt pangás esetén, ez a lapáttó-agy leválás (corner stall), már elhanyagolható befolyással bír. Hah és Loellbach (1999) sztátor lapátvég (csőfal/agy) leválás tapasztalata itt ellentmondás lehet, azonban figyelembe kell venni, hogy általában a rotor lapátvégén az elterelés kisebb és a szállító sebesség nagyobb, a lapáttónél pedig ennek ellenkezője érvényes. Így a sztátorba belépő eltérő lapátvég sebességek a pangásra (corner stall) is jelentős befolyással lehetnek.

A lapáttó leválás és a lapáttó-agy leválás közös jellemzője, hogy a nyomott oldal felől a – kilépőelt megkerülve – mindig van visszaáramlás a szívott oldal felé (Lewin et al., 2010), (Gbadebo et al., 2005), eltérés csak ennek a mértékében adódik. A mennyiségi szám (ϕ) csökkenésével a lapáttó leválás radiális irányban kiterjed (Joslyn, Dring, 1985) és (Friedrichs et al., 2001). A lapátmagasság-húr arány (AR) csökkenésével, kiterjed a lapáttó tartományban a sebességtér gátlás, ami a lapátközép terhelés mérséklődését eredményezi (Lei et al., 2008). You és Liu (2010) szerint a lapátmagasság-húr arány hatása elhanyagolható ha $AR > 2.0$ (2.25. ábra). A lapáttó leválási jelenségei, a következő káros hatásokat okozzák (Ravindranath, Lakshminarayana, 1982), (Lewin et al., 2010):

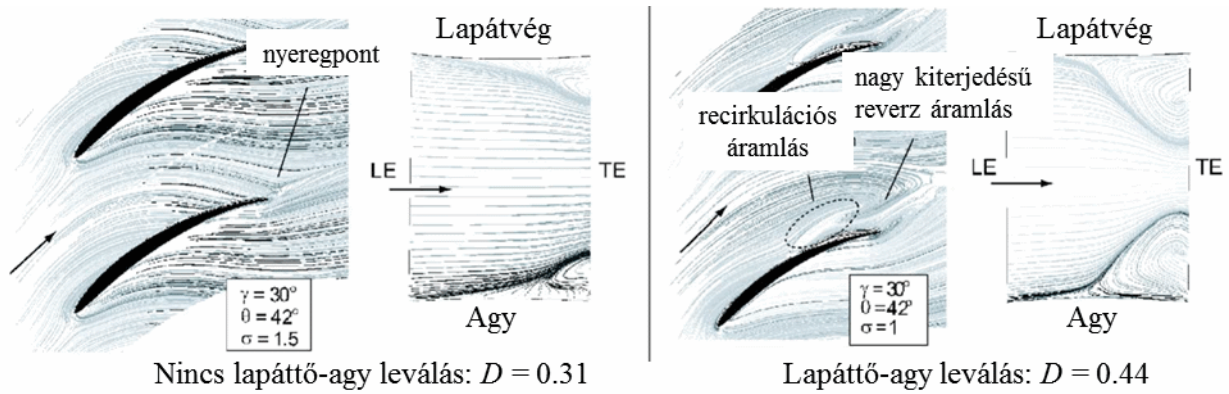
- Jelentős áramlási tér gátlás, lecsökkent nyomásfokozás.
- Lényeges 3D veszteség forrása, mérsékelt hatásfok.
- A 2D tervezési állapothoz képest a közeg eltérülést módosítja (δ), (Goodhand, Miller, 2012).
- A lapátozás mögötti járulékos keveredés tovább növeli a veszteséget.

Sztátor lapáttónél alkalmazott (+)SW hatására, a határoló falnál a kerületi irányú nyomás gradiens mérséklődik (Friedrichs et al., 2001). Ennek következtében, a kiindulási egyenes sztátor járókerékkel szemben, a lapáttó-agy leválás megszűnik. Mindkét lapátozás esetén, a lapáttó metszet erősen terhelt: $DF = 0.62$ és $DH = 0.56$. Dickens és Day (2011) szerint, a lapáttó-agy leválás mindig kialakul, ha $DH \leq 0.6$ és ennek elkerülésére alkalmatlan a nyilazás és a lapátdöntés („lean”) módszere. Ezzel ellentétes megállapításra jutott az ismertetett Friedrichs et al., (2001). Fontos megemlíteni, hogy Friedrichs et al., (2001) munkájában a lapáttó (+)SW a húr növekedésével járt együtt ($\Rightarrow AR \downarrow$), ez (2.25. ábra) alapján a lapáttó-agy leválás kialakulását erősítő paraméter. Azonban a szekunder jelenségek mérséklődéséből arra lehet következtetni, hogy a (+)SW-al járó kedvező hatások az áramlási képre súlyosabb befolyással hatnak.

A kerület irányú nyomás gradiens a határréteg áramlást és a patkóörvény nyomott oldali szárát a lapát szívott oldal felé téríti (2.26. és 2.24. ábra) (Chen et al., 2012). A két eltérő 3D leválási jelenség megkülönböztetésére, előtervezésnél is jól használható módszert dolgozott ki Lei et al. (2008), ezt fejlesztette tovább You és Liu (2010). A 2.26./b ábrán a lapáttónél kiterjedtebb közeglassulás figyelhető meg, ennek oka a lapáttó leválás (corner separation) és a 2.26./a ábrán látható örvényes jelenségek. A lapátközépen ugyanakkor az áramlás jó közelítéssel 2D tekinthető (Roberts et al., 1988), (Ma et al., 2011), (Foley, Ivey, 1996) és (Dixon, Hall, 2014).

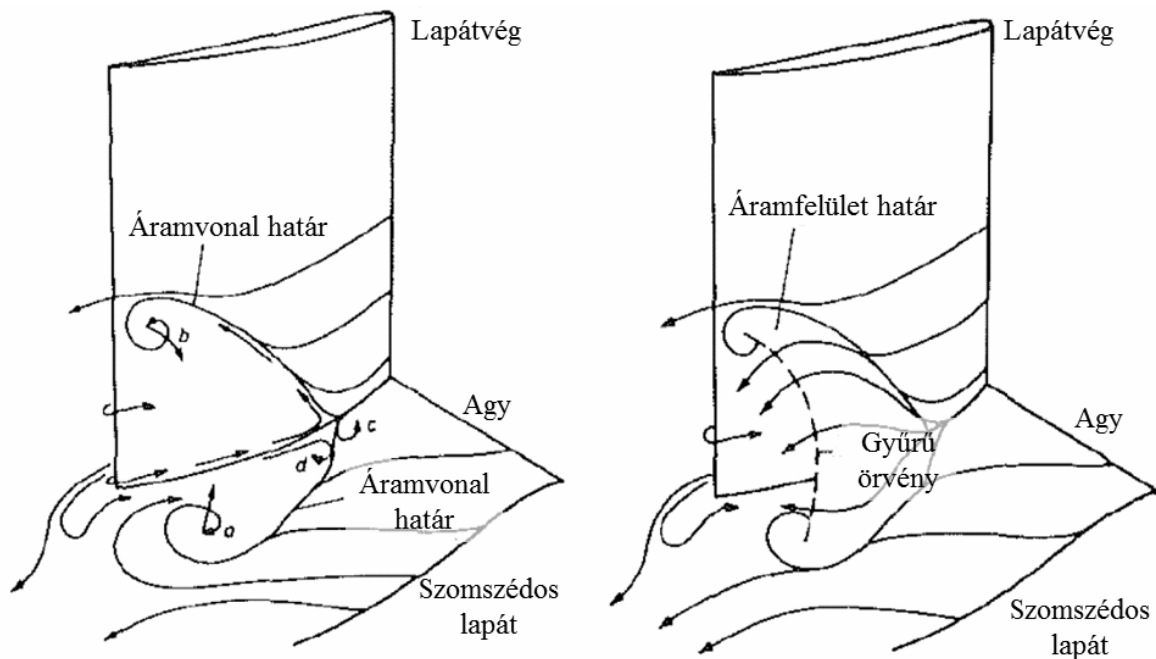


2.26. ábra Lapáttó sematizált áramkép (Langston, 1980) (a) és összenyomás eloszlás a lapát mögött (Dixon, Hall, 2014) (b)



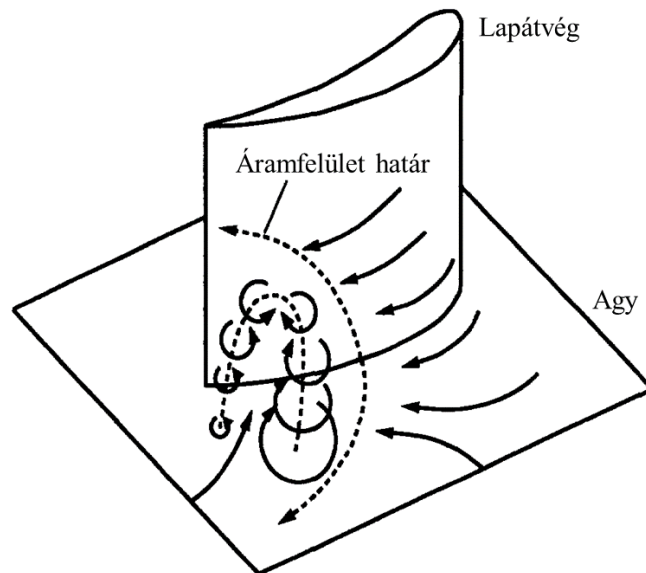
2.27. ábra: Lapáttő- (corner separation) és a lapáttő-agy leválás (corner stall) esetei (Lei et al., 2008)

Az irodalom kutatásom alapján, az első részletes lapáttő-agy leválás áramlási kép (topológia) ismertetését Schulz et al. (1990a) publikálta. Örvényközpontot figyelt meg az agy határoló felületen (a) és a lapáttő szívott oldalán (b) (2.28. ábra). A két örvényközpont egy közös gyűrű örvény (ring vortex) kiindulásai, az örvény a fali határréteg közeget spirális pályán szállítja, a határoló falra merőleges kiindulással. A levált tartomány előtt fellelhető örvényesség (c) a torlasztó hatás okozta hirtelen közeg lefékeződés következtében jön létre. A levált tartományon belül látható (d) örvényt a visszaáramlás okozza, amit a nyomott oldalról érkező közeg táplál.



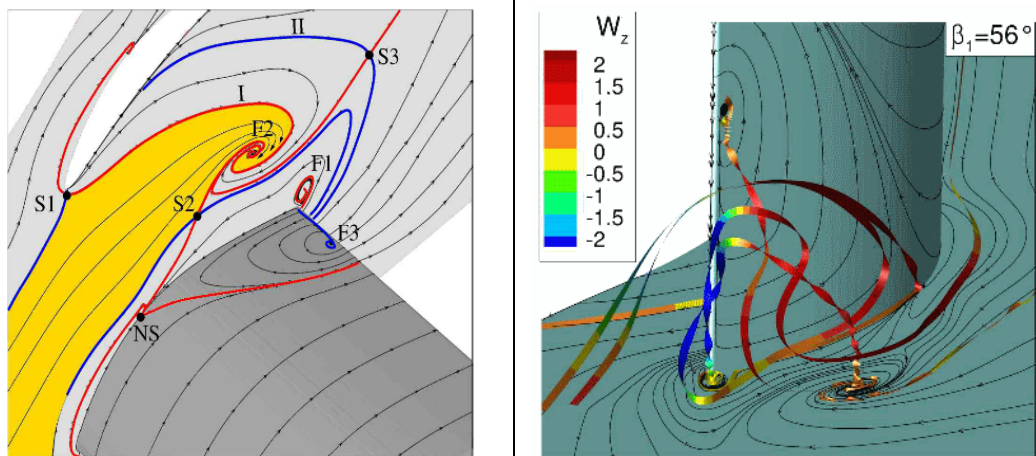
2.28. ábra: Lapáttő-agy leválás topológia (Schulz et al., 1990a)

Eltérő lapáttő-agy leválás áramlási képet tapasztalt Hah és Loellbach (1999), mert a lapát szívott oldalán nem figyelt meg örvény kialakulás strukturát. Vizsgálatuk alapján két különálló örvény látható az agy határoló felületen (2.29. ábra), a nagyobb az axiális húrvetület 80%-ánál, a kisebb a kilépőél közelében. Az örvény strukturán a megfújási szög (~lapátterhelés) módosítás nem változtatott. Az agynál megfigyelt örvények 3D-ban egy patkó alakú örvény talpai, amit a levált határréteg közege fed. A tervezési rotor fordulatszám 60%-nál a nem tapasztaltak lapáttő leválást a sztátor lapátózáson.



2.29. ábra: Lapátő-agy leválás sematizált áramlási képe (Hah, Loellbach, 1999)

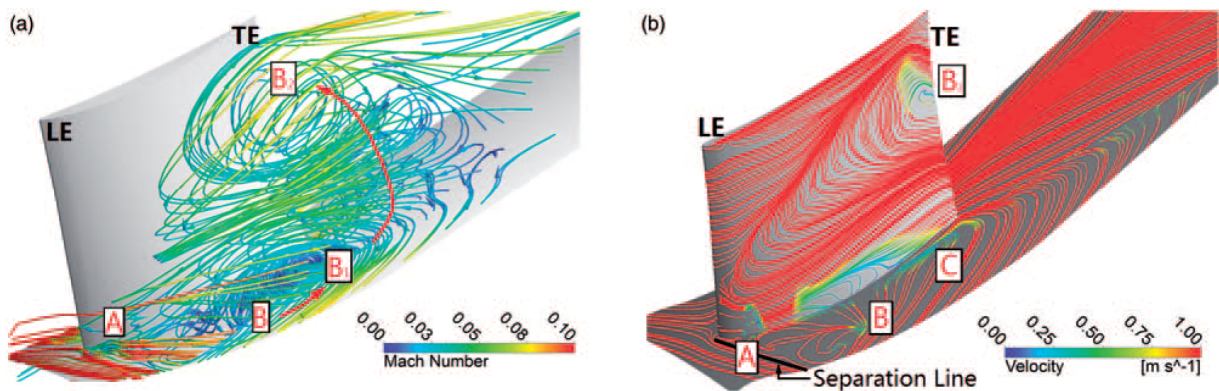
Lewin et al., (2010) egy rotor lapátő metszettel ekvivalens lineáris lapátrácsot vizsgált. A felületi áramvonal elrendezésén, az irodalomban fellelhető mindhárom örvénycentrum fellelhető (2.30. ábra): F1, F2 és F3. eltérés csak a kapcsolódó 3D örvényes jelenségek jellemzésében adódik. Így a hátsó F1 örvény, a rácsba belépő közeget a határoló falhoz szállítja, az F2 örvény a rácsba belépő közeget a kilépő oldal felé szállítja. Az F3 szívott oldali talpponttal rendelkező örvény a rácsba belépő közeget szállítja a falhoz, a később örvénybe felcsavarodó áramvonalak az F2 örvénycentrum környezetében kezdenek távolodni az agytól. A megfújási szög (i) növekedésével összhangban az F-centrumokhoz tartozó örvények kiterjedése is nő.



2.30. ábra: Lapátő-agy leválás áramlási képe (Lewin et al., 2010)

Hashmi et al. (2011) numerikus munkájában lapátő-agy leválásnál, csak egyetlen örvénycentrum látható az agy határoló falnál a sztátor lapátcsatornában, csaknem az axiális hűrvetület 50%-ánál. Rotor lapátózásnál a lapátő felé lecsökkenő reakció szám, nagyobb közegelterelést (Δv_{3u}) eredményez, ami fokozza a lapátő-agy leválás kialakulás veszélyét. A szerzők a rotor reakció fokot Baskharone (2006) szerint definiálták, a rotor statikus- és dinamikus nyomás változás hányadosaként. Hashmi et al. (2011) eredményei tükrében kijelenthető, hogy a sugár mentén növekvő lapát cirkulációra ($\Gamma \sim \Delta v_{3u}$) történő tervezés (CVD) kedvezően hat a 3D lapátő leválási jelenség mérséklődésére. Hasonló következtetésre jutott Dorman (1968) is, „hideg” turbina lapátok esetén a tervezési cirkuláció eloszlás célszerű megválasztásával, a lapátő veszteséget mérsékelni tudta.

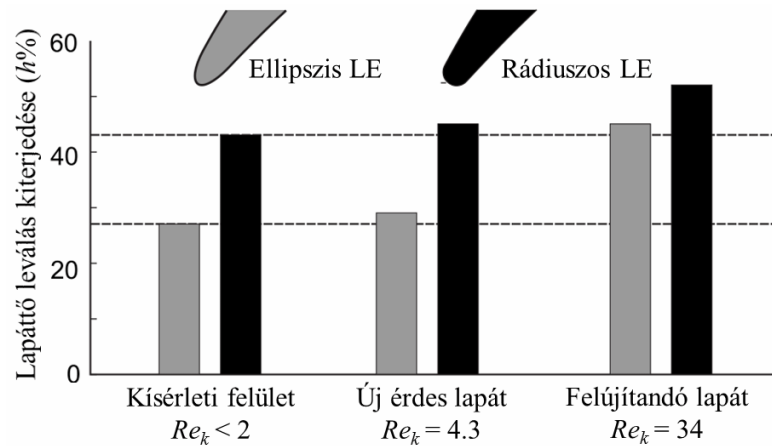
Chen et al., (2011) részletes numerikus vizsgálatot végzett a jellegörbe (φ, ψ) csúcán üzemelő egy fokozatú járókerékkel. Az agy határoló felületén, már a belépőél síkjában megkezdődött a leválás. Felületi áramvonal analízissel három örvénycentrumot lokalizált, az agy határoló felületén (2.31. ábra), sztátor lapátózásnál: Egyet a belépőél közelében (A), másodikat (B) az axiális húrvetület 50%-ánál (ez egyezik Hashmi et al. (2011) tapasztalataival) szívott oldaltól távolabb, harmadikat (C) kilépőél mellett. A szívott oldalon – a lapátmagasság közepén – elhelyezkedő örvénycentrum (B_2) , egy közös örvénytalppontot képez a (B) örvénnyel, amely az agy határréteg közeget felcsavarva a szívott oldalhoz szállítja $((B \rightarrow B_1) \rightarrow B_2)$. Ez a 3D örvényességet a lapátózás mögött, mint kilépési örvény (**Passage Vortex: PSV**) azonosítjuk. Ezt a kilépési örvényességet a radiális és a kerület irányú nyomásváltozás indukálja. A sztátor agy határoló felület tengelyszimmetrikus konfúzoros kontúrozása a szívott oldali nyomás gradiens lecsökkenését-, továbbá a lapátcsatorna falközeli áramlás gyorsulását eredményezte. Ennek kedvezőtlen hatása van a határréteg leválására (Lajos, 2004), aminek következtében a lapáttó-agy leválás 3D kiterjedése jelentősen lecsökkent.



2.31. ábra: Lapáttó leválás áramlás szerkezete (Chen et al., 2011)

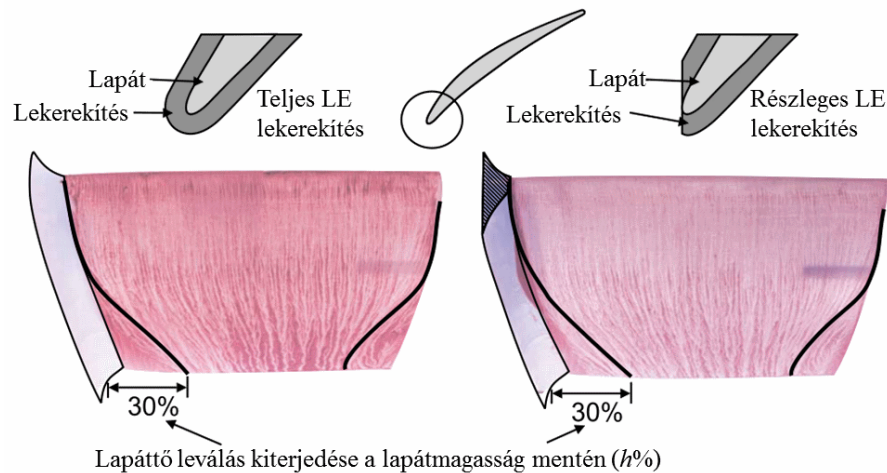
A lapáttó leválás a szívott oldali határréteg közeg radiális elmozdulását eredményezi a lapátfelületen, ezzel összhangban változnak a kilépőél mögött, az S3 felületen, az össznyomás eloszlás szintfelületek is (Dong et al., 1987). Ez a jelenség nyomon követhető pl. (Hah, Loellbach, 1999), (Friedrichs et al., 2001), (Gbadebo et al., 2007), (Lewin et al., 2010) kísérleti vizsgálatainál is („surface tufts” és „oil flow shear stress lines” segítségével). Rotor lapátózásnál a forgás hatására, a lapáttó pangó zóna kicentrifugálódik, ami radiális irányban a veszteség zóna kiterjedését eredményezi (Lakshminarayana et al., 1986). A kicentrifugálódás miatt, a levált tartomány kiterjedése kerület irányban vékonyabb a rotor esetén, továbbá a de Haller szám (DH) csökkenésénél a veszteség lassabban növekedik, szemben a sztátorral (Dickens, Day, 2011). A kicentrifugálódás hatása, a lapátózás mögötti áramlási nyom kiterjedésében is tetten érhető (Ravindranath, Lakshminarayana, 1982). Ezzel összhangban Dong et al. (1987) rotor lapáttónél kisebb leválást tapasztalt, mint a sztátor lapátózás esetén.

Gbadebo et al. (2004) arra a következtetésre jutott, hogy az áramlási veszteség szempontjából a belépő él- és a szívott oldali depresszió csúcás környezete a felületi érdességre jelentősen érzékeny. Az érdesség növekedésével a lapáttó leválás radiális és tangenciális kiterjedése is növekedett. A jelentős $Re_k = 56$ átlagos érdesség mellett 5.4% nyomásnövekedés csökkenést tapasztalt a sima felülethez képest. Goodhand és Miller (2012) az érdesség növekedésével – szintén – veszteség növekedést tapasztalt a lapáttónél, azonban ellipszis belépőél esetén, a veszteségek kisebbre adódtak (2.32. ábra).



2.32. ábra: Leválás kiterjedése a lapátmagasság mentén (%) a belépőél profil és az érdesség függvényében (Goodhand, Miller, 2012)

Curlett (1991) a lapátó-agy lekerekítés alkalmazásával nem tudott hatásfok növekedést elérni. A legkisebb veszteséget lekerekítés nélkül, a legnagyobb veszteséget a maximális ($r_{fill} / c = 15\%$) lekerekítéssel kapta. Goodhand és Miller (2012) tapasztalata alapján a belépőél-környezet lekerekítésének nincs hatása a veszteség alakulására. Ezen geometriai tartományon kívül vett lapátó lekerekítésnek jótékony hatása van a lapátó leválásra, azonban $r_{fill} \geq 0.1c$ esetén már hatásfok romlást tapasztalt. A lapátmagasság 5...30% tartományában, a lapátó leválás érzékeny a profil szívott oldalán a lamináris-turbulens határreteg átmenetre.



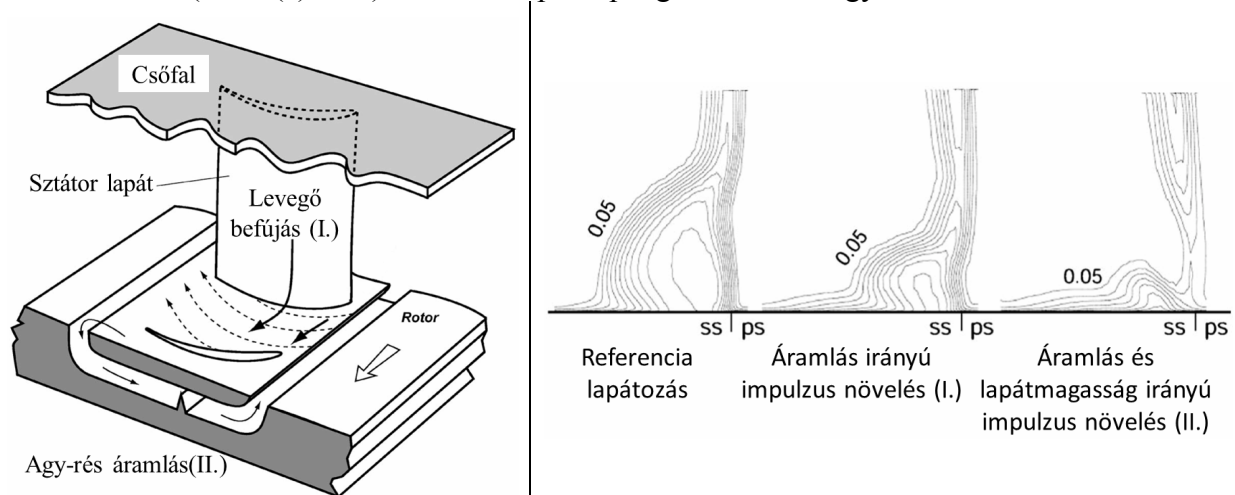
2.33. ábra: A lapátó lekerekítés hatása a leválási buborék kiterjedésére, tervezési állapotban a sztátor lapáton (Goodhand, Miller, 2012)

Kügeler et al. (2008) egy 15-fokozatú kompresszor numerikus szimulációját végezte el, a diffúzió szám értékek 0.4...0.5 között szóródtak a lapátokon. Az egyik vizsgált konfiguráció esetén nem volt a lapátvégeken lekerekítés, a másik konfigurációnál már lekerekítést alkalmazott a lapátónél, a sztátor lapátózásoknál a lapátvégeken is. A lekerekítés hatására a belépő élen nem alakult ki torlódási pont, amely így mérsékelte patkóörvény kialakulását eredményezte. Ez ellentmond Goodhand és Miller (2012) tapasztalatának, mert aszerint a belépőél lekerekítés nem járul hozzá az áramkép javulásához (2.33. ábra). A lekerekítés másik kedvező hatása, a lapátó-agy határoló felületen a kerület irányú határreteg áramlás ($PS \rightarrow SS$) mérséklődése, ezáltal a – kilépési örvényességet képző – nyomott oldali patkóörvény lecsökkent transzportja a szívott oldal felé. A szerzők a kerület irányú nyomás gradiens mérséklődését, a lekerekítés-örvény („fillet vortex”) kialakulásával indokolták Hoeger et al. (2002) nyomán. A lekerekítés-örvény a patkóörvény ellen hat, mert annak forgásával ellentétes. Az ismertetett hatások eredményeként, a 9. rotor fokozatnál

szinte eltűnt a lapátto pangás, a közegelterelés ($\Delta\varepsilon$) változás mérséklődésével, pedig csökken az utóterelő lapátterhelése.

Meyer et al. (2012) álló lineáris rács vizsgálatánál, a 2.5c% és 7.5c% lekerekítés ugyan mérsékelte a lapátto pangást, de hatására a lapátto áramvonalak jobban eltérülnek, ami a keresztáramlás erősödését vonta maga után. Ennek következtében a fali határréteg vastagsága- és a kilépési örvényesség tovább nőtt, ezért a veszteségek növekedtek a kiindulási állapothoz képest. Az alkalmazott legnagyobb lekerekítés esetén (12.5c%) ugyanakkor a lecsökkent lapátto tartomány átáramlás keresztmetszet következtében, megnő az átáramlási sebesség, amely így kompenzálja a lekerekítés negatív hatását, amely a lecsökkent statikus nyomásnövekedésben nyilvánul meg. Ennek ellenére, az összes vizsgált lekerekítés esetén a profil- és az össznyomás veszteség tovább növekedett. Jelen vizsgálattal szemben, Kügeler et al. (2008) mérsékelt keresztáramlást és ezzel összhangban veszteség csökkenést tapasztalt.

Lei et al. (2008) állórács áramlás módosításával végzett kísérleti vizsgálatot (2.34. ábra). A kilépő, lapátto közeg recirkuláltatásával, a belépőél előtti résen (2.34./II. ábra), a lapátvég irányába fújta ki a közeget, ugyanakkor a lapát szívott oldalán (23c%) alkalmazott rés (2.34./I. ábra) segítségével, közeg befújással az áramlás irányú közeg impulzusát növelte meg. A lapátmozgás mögött, az össznyomás eloszlás ábrából arra lehet következtetni, hogy csak a recirkulációs csatorna együttes alkalmazásával (2.34./c) ábra) lehetett a lapátto pangást közel a negyedére csökkenteni.

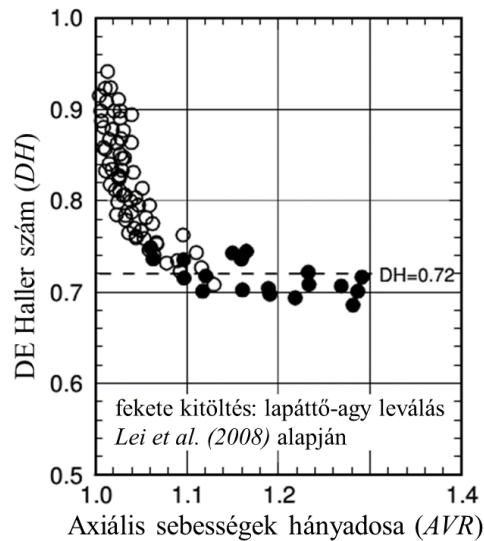


2.34. ábra: Áramlás-befolyásolás geometriai kialakítások és ezek hatásai a sztátor lapátmozgás mögötti össznyomás eloszlásra (Lei et al., 2008)

A belépő turbulencia a lapátto leválás kiterjedésére nincs hatással (Chen et al., 2012).

Horlock et al. (1966) lineáris lapátrács vizsgálatánál, a lapátrés alkalmazásával sikeresen redukálta a lapátto leválás mértékét. Sztátor lapátmozgásnál, lapátto rész alkalmazásával a pangás mértéke csökken, ezzel összhangban a veszteség csökken (Dong et al., 1987). Lapátvég leválás és a lapátrés áramlás kölcsönhatásáról részletesen Gbadebo et al. (2007) értekeznek, ennek bemutatására a lapátrés áramlás ismertetésénél kitértem.

A lapátto-agy leválás kialakulására kritériumot írt fel Lei et al. (2008). Módosított diffúzió számot vezetett be, amely a belépő határréteg eltérülését is figyelembe veszi. Az új diffúzió számra kritikus értéket állapított meg, ami fölött kialakul a lapátto-agy leválás. Lei et al. (2008) elvégzett lapátrács numerikus szimulációk kiértékelését alapul véve, Lewin et al. (2010) egy, az előtervezésnél könnyebben alkalmazható kritériumot vezetett be. A lapátto-agy leválás létrejön, ha a tervezési $DH \leq 0.72$ és $1.1 \leq AVR$ (2.35. ábra).



2.35. ábra: Lei et al. (2008) által vizsgált lapátrácsok (DH, AVR) rendszerben (Lewin et al., 2010)

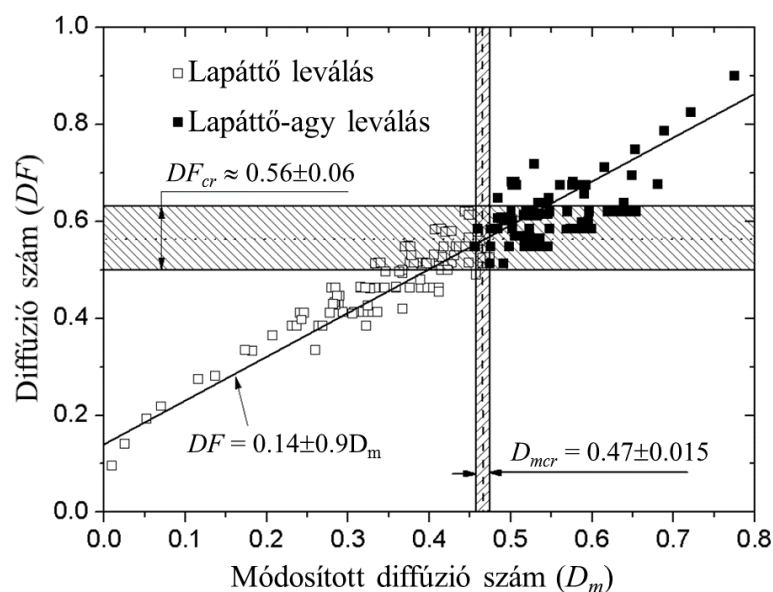
You és Liu (2010) a lapáttó-agy leválás kritérium felírásánál Lei et al. (2008)-hoz hasonlóan, szintén a 2D diffúzió számot vették alapul, azonban azt a lapátmagasság-húrhossz arányával egészítették ki (Aspect Ratio: AR), így:

$$D_m = f(\Delta p_{stream}; \Delta p_{cir}; AR) \quad (2.14)$$

A (2.14) alapján a módosított diffúzió szám félempirikus egyenlete (You, Liu, 2010):

$$D_m = \frac{(\cos \alpha_0 + \cos \alpha_3)^2 \sin \frac{\Theta}{2}}{\sigma \cos^2 \alpha_3} \left[1 - \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_3} \right)^2 \right] AR^{0.18} \quad (2.15)$$

A kritikus D_m érték, ami fölött a lapáttó-agy leválás kialakul: $D_{m,cr} = 0.47 \pm 0.015$. A D_m és a DF értékeit közös koordináta-rendszerben ábrázolva (2.36. ábra), a (2D) diffúzió számra is felírható egy 3D lapáttó-agy leválás kritérium ($DF_{cr} \approx 0.56 \pm 0.06$).



2.36. ábra: Lieblein diffúzió szám és a módosított diffúzió szám közös koordináta rendszerben (You, Liu, 2010)

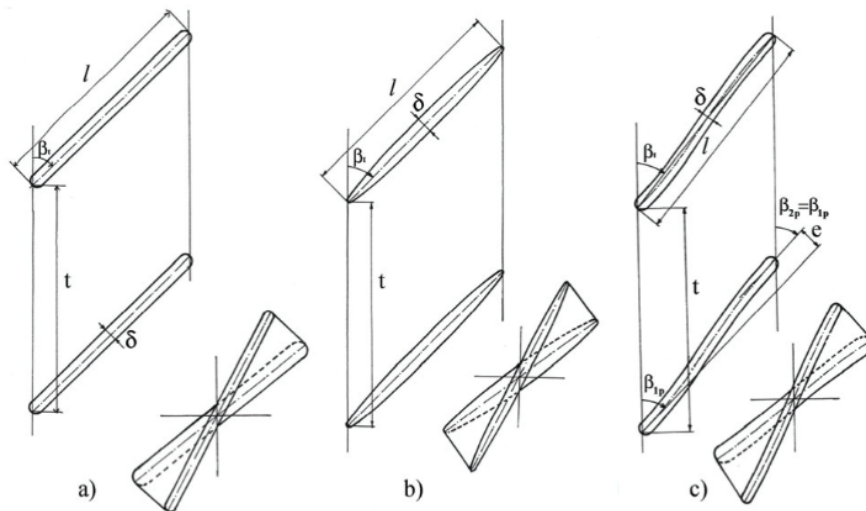
A $DF = f(D_m)$ kapcsolat lineáris regresszióval leírható (2.36. ábra). Így már a lapátozás előtervezésénél is könnyen alkalmazható, 3D leválás feltételt kapunk az áramlásra. A szórási sáv határát figyelembe véve, a 3D lapáttó-agy leválás biztonsággal elkerülhető ha a $DF \leq 0.5$.

2.6. Kétirányú légszállítás, reverzálható járókerék

Reverzibilis üzemállapot alatt azt értem, hogy a járókerék – a szívott és a nyomott járókerék oldalt felcserélve – két irányba tud szállítani, közel azonos áramlási paraméterekkel ($\varphi; \psi$). A kétirányú – felcserélt – légszállítást a járókerék forgásirány változtatásával tudjuk megvalósítani. Elméletileg lehetséges lehet valamilyen járókerék-agyba épített mechanizmus segítségével a lapátok forgatása is erre azonban a szakirodalomban ventilátor és kompresszor alkalmazásra nem találtam példát.

Reverzálható járókereket alkalmaznak pl. alagutakban és bányákban, ahol a szellőztetés mellett szükség esetén a füstgáz elvezetéséről is gondoskodni kell (Köktürk, 2005), (Li et al., 2011), (Cory, 2005). Szárítás esetén a levegő rácirkuláltatásával biztosítani kell, hogy a szárítandó anyag telítetlenebb szárítóközzeggel legyen körülvéve. Egy ilyen fűrészarú szárító terem reverzálható ventilátor áramlástan tervezését Spasic et al. (2012) mutatja be.

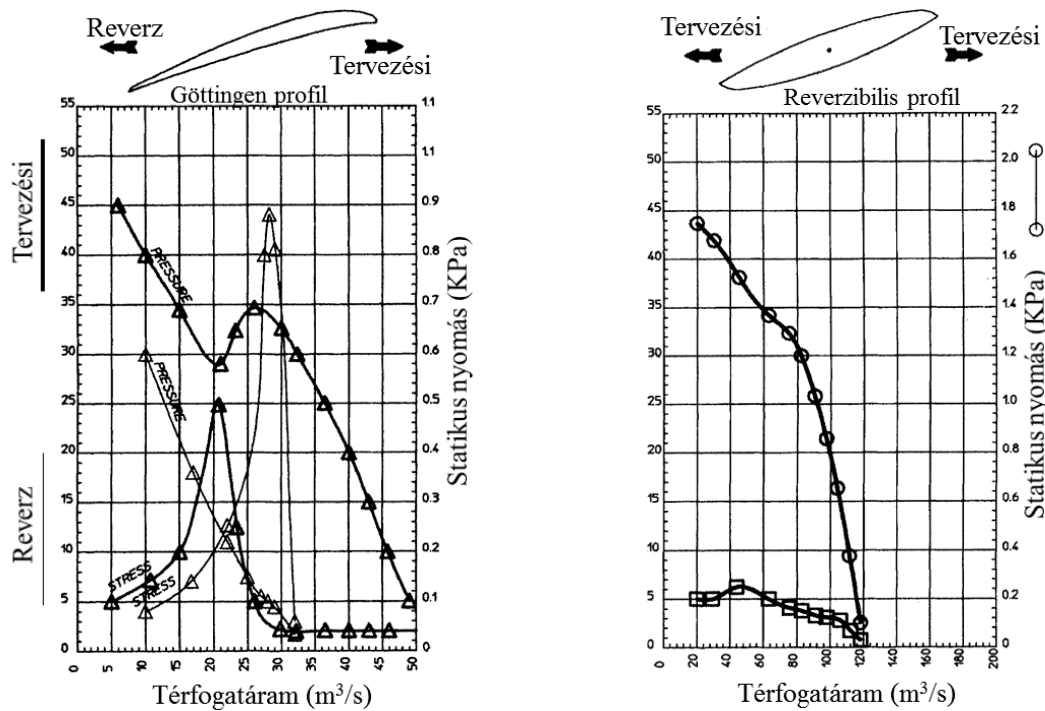
A forgásirány változtatás esetén az elméletileg megegyező áramlási paraméterek csak a 2.37. ábra szerinti szimmetrikus lapátprofil típusokkal lehetséges. Reverzibilisnek tekinthető a lapát, ha tetszőleges profilpont, a felfűzési vonal referencia pontjára (2.1. ábra) tükrözhető (Corry (2005) alapján). Szimmetrikus kialakítás azért válik szükségessé, mert a forgásirány váltásakor ugyanazon lapát belépő éle kilépő él lesz, a szívott lapátoldal pedig a nyomott lapátoldal funkcióját látja el.



2.37. ábra: Reverzibilis járókerék esetén alkalmazott lapát profilok (Bogdanovic et al., 2009)

a) síklap- b) ellipszis típusú- c) enyhén hajlított síklap profil

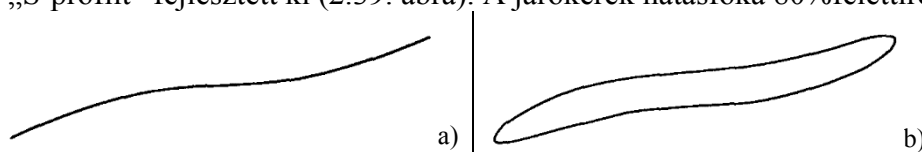
Reverzibilis áramlás megvalósítása természetesen lehetséges hagyományos, a 2.37. ábrától eltérő, profilokkal is, amennyiben a járókerék nem rendelkezik sztátor (IGV&OGV) lapátozással. Ekkor azonban adott nyomásnövekedés esetén, általában a járókerék csak a térfogatának a 60...70%-át tudja teljesíteni (Cory, 2005). Ezzel szemben, reverzibilis profil alkalmazásával és igényes agy és felfüggesztés kialakítás feltételezésével, a közegmennyiség eltérés a kétirányú szállítás között 8...15% lehet (Cory, 2005). A 2.38. ábrán egy hagyományos- és egy reverzibilis profilozású gép jelleggörbéje látható. A hagyományos profil esetén fel van tüntetve a tervezésitől eltérő forgásirány esetére kapott jelleggörbe is.



2.38. ábra: Hagományos GÖTTINGEN- és reverzibilis profil jelleggörbék (Cory, 2005)

Köktürk (2005) a járókeréken ellipszis profilt (2.37./b) ábra) alkalmazott, szerkesztésnél a lapáthúr közepén 8c% profilvastagsággal. A sebességi háromszögek az FV tervezést követték. Mivel egyenes ellipszis profilozású lapátozásra az irodalomban nem lehet fel rácsdiagram, így a rácssűrűség (σ) választásához az agy-, lapátközép- és lapátvég- metszeteket síkba terítve, végtelenített lineáris szárnyrács CFD vizsgálat sorozatot alkalmazott. Megállapította, hogy a rácssűrűség növekedése a felhajtóerő tényezőt hátrányosan befolyásolja, de az ellenállás tényező is csökken. A megfújási sebesség változtatása (10...100 m/s) a siklószám értékére alig volt hatással. A rácsosztás optimumot a siklószám maximumnál definiálta. A szimuláció során, tervezési megfújási szögnek (i) azt tekintette, amikor azon egy kicsit változtatva az eltérülési szög (δ) értéke már alig módosult.

Diangui et al. (2005) a Naca4 profiltípust alapul véve, szisztematikus CFD vizsgálatot, abból új reverzálható „S-profil” fejlesztett ki (2.39. ábra). A járókerék hatásfoka 80%felettire adódott.



2.39. ábra: Naca4 profil bázisán fejlesztett új reverzálható „S-profil”

(Diangui et al., 2005)

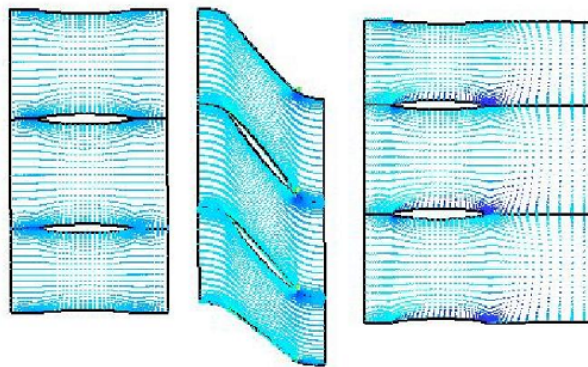
a) S-profil vázvonala b) S-profil

Bogdanovic et al. (2009,a) sűrűdásmentes síkaramlás feltételezésével, reverzálható lapát profiltípusokat vizsgált (2.37. ábra), úgy mint síklap-, ellipszis- és enyhén hajlított síklap profil rácsba rendezve. A legnagyobb felhajtóerő tényezőt az enyhén hajlított síklap profil tudta produkálni, azonos rácsparaméterek mellett. A profil vázvonala, jellegre hasonló Diangui et al. (2005) S-profil vázvonalaéhoz (2.39. ábra).

Bogdanovic et al. (2009,b) a sebességi háromszögek tervezésénél a sugár mentén növekvő cirkuláció (CVD) módszerét használta fel. Így a lapát térbeli elcsavarodását mérsékelte, továbbá az agynál kisebb húr hosszát kapott. Ezeknek a geometriai tulajdonságoknak köszönhetően a lapát

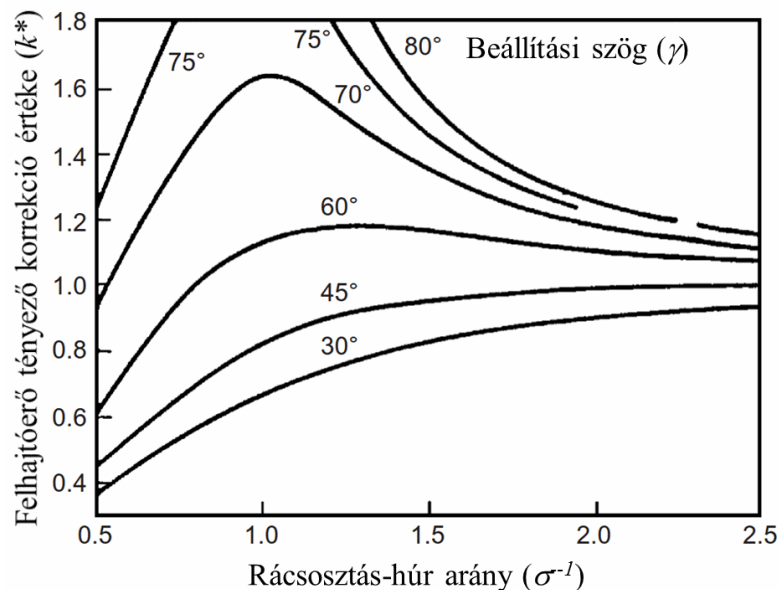
gyártási költsége mérséklődik. A tervezők jelleggörbe mérésnél, lapát beállítási szög változtatást vizsgálva határozták meg az optimumot. A bevezetett tengelyteljesítmény alapján a járókerék hatásfoka 64%, ami az FV tervezéshez képest kisebb (Spasic et al., 2012). A két szerző dolgozatában publikált mérések alapján a legjobb hatásfokú pontban kiszámoltam, hogy az állandó cirkulációval tervezett kerék esetén a hidraulikai hatásfok 4.6%-kal nagyobb szemben a változó cirkulációval. Mindkét szerző ellipszis típusú profilt alkalmazott (2.37./b) ábra).

Li et al. (2011) elő- és utóterelővel rendelkező reverzálható ventilátort tervezett, ellipszis típusú lapátprofil (NACA0012-64) felhasználásával. Ahhoz, hogy a légszállítás mindkét irányban azonos legyen a terelő lapátok húrjai axiális irányba rendezettek (2.40. ábra). Terelőlapát alkalmazásának célja, hogy a szállítás irányában, a rotorból kilépő forgó közeget axiális irányba térítse. A perdület kivételével a keveredési veszteség csökken, a perdület-sebesség dinamikus nyomásának megszűnésével a statikus nyomás tovább fokozható, ami hatásfok növekedésével jár együtt. Tapasztalatuk szerint a belépés irányában az állórács okozta áramlási veszteség, a teljes járókerék konfiguráció hatásfok javulását figyelembe véve elhanyagolható.



2.40. ábra: Síkba terített lapátmetszet, középen a rotor lapátokkal (Li et al., 2010)

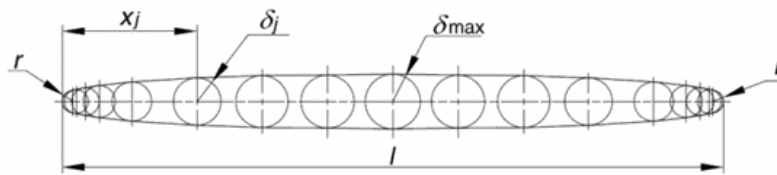
Spasic et al. (2012) a közegelterelést az állandó cirkuláció (FV) módszerével tervezte, a rácsosztás számításánál az erőtényező és a síklemez profil Weinig-helyesbítését alkalmazta. A Weinig-helyesbítés alkalmazásakor az egyedülálló szárny felhajtóerő tényezőjét korrigáljuk a (k) konstanssal való szorzással (2.41. ábra).



2.41. ábra: Weinig-helyesbítés diagramja síklemez profilra (Wislicenus, 1965)

A lapát profilozását numerikus szimuláció segítségével határozta meg (PP2, 2.42. ábra).

$x_j/\delta_j [\cdot 10^{-2}]$	0.0	2.14	3.57	5.62	10.53	20.43	30.24	40.14	50	59.77	69.58	79.48	89.38	94.29	96.52	97.86	10.0
$\delta_j/\delta_{jmax} [\cdot 10^{-2}]$	0.0	43.33	50.0	58.33	73.33	86.67	95.00	96.67	100	96.67	95.00	86.67	73.33	58.33	50.00	43.33	0.0



2.42. ábra: A PP2 multi szimmetrikus lapátprofil koordinátái (Spasic et al., 2012)

A járókerék – tervezési nyomásszámon alapuló – hidraulikai hatásfoka 75%, a – bevezetett tengelyteljesítményen alapuló – összhatófoka 65%.

Látható, hogy az FV reverzálható járókerék (Spasic et al., 2012) összhatófoka kedvezőbb tervezési közegmennyiségnél, mint a hasonló paraméterű ($\varphi, \psi; \sigma, \gamma, \nu$) CVD tervezésű lapátózásnak (Bogdanovic et al., 2009,b).

2.7. Szakirodalmi áttekintés összefoglalása

Az alfejezetben, pontokba szedve ismertetem, az áttekintett szakirodalomból levonható fontosabb következtetéseket.

- A lapát előrenyílás alkalmazásával, a növekvő cirkulációra tervezett lapátózás szívott oldali határreteg közeg radiális kiáramlása mérsékelhető, ami kedvezően hat a lapátvég veszteség alakulására, a falaktól távol az áramvonal pályák rövidülésére.
- A nyílás és a v-állás geometriai modifikációk rendkívül komplex módon, több tényező egymásra hatásán keresztül befolyásolják az lapátcsatorna áramlási teret. A tervezésnél ezért fontos feladata van a korszerű CFD technika alkalmazásának.
- A lapát szívott oldali áramlása diffúzoros jellegű. Az optimális rácsosztás értékét befolyásolja a szívott oldali áramlás irányú- és a tangenciális nyomás gradiens és a falsúrlódás mértéke. Vad (2011) a Lieblein-diffúzió módszert továbbfejlesztette a 3D szívott oldali pályagörbe, mint effektív húr hossz figyelembe vételével. A módszer, korszerű iteratív CFD alapú optimalizáló eljárás kifejlesztését igényelné.
- Irodalomkutatás alapján megállapítottam, hogy fajlagosan kisebb résméret esetén a nyomás gradiens (~lapátterhelés) domináns a résáramlás indukálásában. Nyomás gradiens hatására a lapátrésben az áramvonal alakjáról vagy a lapáttető izobárokából lehet következtetni.
- Lapátrésben, a vena contracta kialakulása esetén, az áramlási veszteség nagyobb, mert a leválási buborék mögött nagyobb a keveredés. A leválási buborék kialakulására a lapáttetőn a nyomott oldali lapátél mellett, a depresszió csúcs segítségével következtetni lehet (Govardhan, 2010). A résen kívüli, résáramlás okozta veszteséget, a lapátrés örvény keltette keveredés hozza létre, ez 3D teszi az áramlást. Az örvény disszipáció következtében, megnövekedik a csőfal közeli pangás.
- Lei et al. (2008) a szakirodalomban fellelhető lapátrács geometriákat CFD módszerrel vizsgálva elkülönítette a lapáttő leválás („corner separation”) és a kiterjedtebb lapáttő-agy leválás („corner stall”) eseteket. A lapáttő-agy leválás elkerülésére, a bevezetett diffúzió paraméternek (D) kritikus értéket adott meg. A diffúzió paraméter, az agy határoló fal határreteg eltérülés ismeretét követeli meg, ezért alkalmazása előtervezésnél körülményes. A Lei et al. (2008) rács szimuláció sorozat eredményeinek a felhasználásával, a lapáttő-agy leválás elkerülésére, Lewin (2010) és (You, Liu, 2010) előtervezésnél könnyen alkalmazható, kritériumokat határozott meg.

- Irodalomkutatás alapján megállapítottam, hogy a reverzibilis lapát profiloknak háromféle típusa különíthető el. Az FV reverzálható járókerék összhatásfoka kedvezőbb tervezési közegmennyiségnél, mint a hasonló paraméterű $(\varphi, \psi; \sigma, \gamma, \nu)$ CVD tervezésű lapátozásnak.
- Irodalomkutatás alapján megállapítottam, hogy a résméret növekedésével a sebességtér gátlás fokozódik. Gátlás növelő hatása van a fordulatszám csökkentésnek, és a tervezésinél kisebb közegmennyiségnek, és a résörvény szétesésének a lapátcsatornában. A gátlás csökken a lapát beállítási szög növelésével továbbá rácssűrűség fokozásával, ekkor azonban a „double leakage” kialakulásának veszélye megnő. Változó cirkulációra tervezett STR járókerék esetén, a sugár menti tervezési nyomásnövekedéssel egyenesen arányos a fal határréteg kiszorítási vastagsága.
- A fal határrétegen kívül nő az átáramlási sebesség, aminek következtében a hidraulikai hatásfok lecsökken, mert a sebességi háromszögek eltérnek a tervezési lapátgeometria megfeleltetéstől (Piscopo, 2013). Aungier (2003) a lapátozás előtervezésénél, egy becsült gátlás tényezővel növeli meg a gyűrűfelületet, hogy így az össznyomás csökkenést figyelembe vegye. Ebből arra tudok következtetni, hogy a gátolt határoló falaktól távol, a 3D sebesség komponensek egymáshoz képesti viszonya döntő befolyással bír a perdület- és így a hidraulikai hatásfok alakulására.

Célkitűzéseimmel összhangban, a szakirodalom kutatás eredményeit figyelembe véve, az optimális lapátozás számításánál, alkalmazom a lapátnyilazás technikát kombinálva a változó lapát cirkuláció (CVD) módszerével. A nyilazott lapátprofil geometriát a lokális tervezési diffúzió szám határozza meg, összhangban a lapátvégek 3D áramlási tulajdonságaival. A lapátnyilazás és a CVD módszere, továbbá a 3D áramlás vizsgálata szükségessé teszi, már az előtervezésnél, a korszerű CFD technika alkalmazását. Összehasonlító lapátrés vizsgálatot végzek, a kiindulási egyenes- (STR) és a nyilazott lapát esetén.

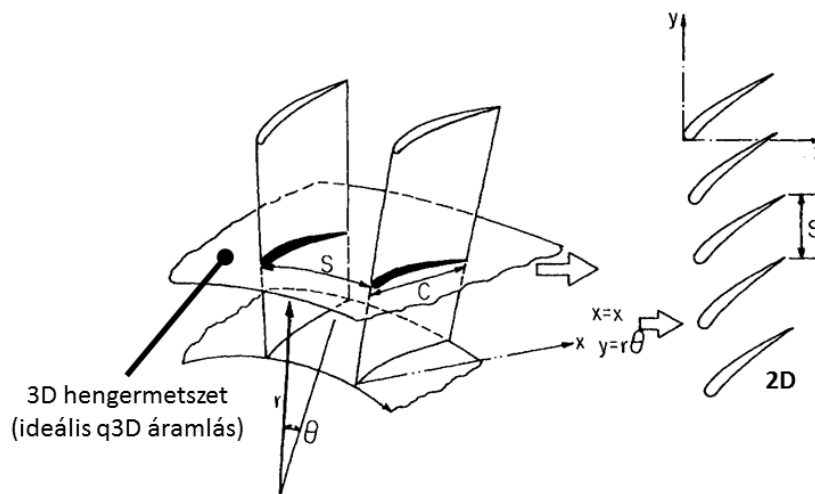
A reverzálható járókerék tervezésénél, a lapátprofilnak a síklemezt választom. A sebességi háromszögek eloszlását az állandó cirkuláció (FV) módszerével határozom meg, figyelembe véve (Spasic et al., 2012) kedvezőbb eredményeit a változó cirkulációval (CVD) szemben, reverzálható – ellipszis típusú - lapátprofil esetén (2.37./b) ábra). Egyszerű előállíthatóságot és szakirodalmi hiányosságot figyelembe véve, nem alkalmazom a lapát élek lekerekítését. Forgókúpot nélkülözve, a lapátokat, egy egyszerű geometriájú agyra szegeccseléssel rögzítem. A lapátvég lekerekítés, a résméret figyelembevételével, a csőfal rádiusz szerinti, amely így nincs összhangban a lapát beállítási szög és csőfal hengerpalást geometriával. Ennek megfelelően a lapátrés méret változik adott beállítási szögnél, továbbá a csőfalba ütközés lehetetlensége miatt, a lapátszög változtatásával a beépített járókerék utólag, elméletileg tetszőleges beállítási szög mellett ($0^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$) szabályozható.

3. ANYAG ÉS MÓDSZER

Ebben a fejezetben ismertetem az alkalmazott tervezési és mérési módszereket. Szakirodalom ajánlásait figyelembe véve, részletezem az általam kidolgozott nyílazott lapátot eredményező tervezési módszert, továbbá kitérek a rácsáramlás számítására felépített CFD modell ismertetésére is.

3.1. Sebességi háromszögek számítása

Sebességi háromszögek számítása során feltételezzük, hogy az áramlás izentrópus. Ekkor a termodinamika második főtétele értelmében, a „statikus entalpia” $dh = dp$ (Dixon, Hall, 2014). Továbbá, a lapátózás keltette össz entalpia változás az Euler Turbina Egyenlettel (ETE) kifejezhető (Dixon, Hall, 2014): $\Delta h_t = \Delta P_t / \rho = u(v_{3u} - v_{0u}) = n_f \Gamma$. Izentrópus áramlás esetén, az áramló közeg barotróp (Beke, 2000), azaz a sűrűség változás csak a nyomás függvénye. Feltételezem, hogy az áramló közeg összenyomhatatlan. Feltételezem továbbá, hogy az adott sugárú 3D körrács henger-metszeteket síkba terítve az áramlás 2D síkáramlásnak tekinthető (3.1. ábra). Így a meridián metszeten az áramvonalak a csőfállal párhuzamosak, azaz radiális irányú gyorsulás- nem, csak adott sugáron, a centripetális gyorsulás komponens (v_{3u}^2 / r) értelmezhető (Cumpsty, Greitzer, 2004). Előterelést a dolgozat nem feltételez ($v_{0u} = 0$), a belépő sebességet (v_0) így tiszta axiálisnak tekinti.



3.1. ábra: 2D ideális áramfelületek képzése (Lakshminarayana, 1996)

Viszkózus áramlás esetén, a munkaponti üzemi állapotban, a meridián áramvonal görbülete fajlagosan kisebb, továbbá a radiális egyensúlyi egyenlet gyors számítását lehetővé teszi, ezért előtervezésnél ennek használata célravezető (Cumpsty, 2004). További rácsáramlás számítási módszerek pl. „actuator disc” elmélet (Hawthorne, Horlock, 1962), hidrodinamikai szingularitások módszere (Czibere, 1965), (McFarland, 1982), konform leképezés és a vortex-panel módszer együttes alkalmazása (Bhimarasetty, Govardhan, 2010).

3.1.1. Radiális egyensúlyi egyenlet

A radiális egyensúlyi egyenletet, Linnemann (1964) alapján ismertetem és alkalmazom a dolgozatomban. Tervezési sebességeket a (3.2. ábra) és a (3.3. ábra) szemlélteti.

Kvazi 3D (q3D) áramlás feltételezésével (3.1. ábra), rögzített vonatkoztatási rendszerben, a lapátózás utáni és előtti torló nyomást egymásból kivonva, az össznyomás különbség:

$$P_{i3} - P_{i0} = \Delta P_i = p_3 - p_0 + \rho 0.5(v_3^2 - v_0^2) \quad (3.1)$$

Az Euler Turbina Egyenletet behelyettesítve, sűrűséggel elosztva, majd rádiusz szerint deriválva, ekkor:

$$\frac{d(uv_{3u})}{dr} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp_3}{dr} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp_0}{dr} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dv_3^2}{dr} - \frac{1}{2} \cdot \frac{dv_0^2}{dr} \quad (3.2)$$

Feltételezem, hogy a belépő abszolút sebesség (v_0) – folytonosságból a gyűrűfelületre számolt – állandó érték, ebből következik, hogy az egyenlet második és utolsó tagja kiesik, azaz:

$$\frac{d(uv_{3u})}{dr} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp_3}{dr} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dv_3^2}{dr} \quad (3.3)$$

Jobb oldal első tag felírható, mint a centrifugális erő következtében létrejövő nyomás gradiens, avagy tekinthetjük, mint az Euler-egyenlet normál komponensét természetes koordináta rendszerben, ezért:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp_3}{dr} = \frac{v_{3u}^2}{r} \quad (3.4)$$

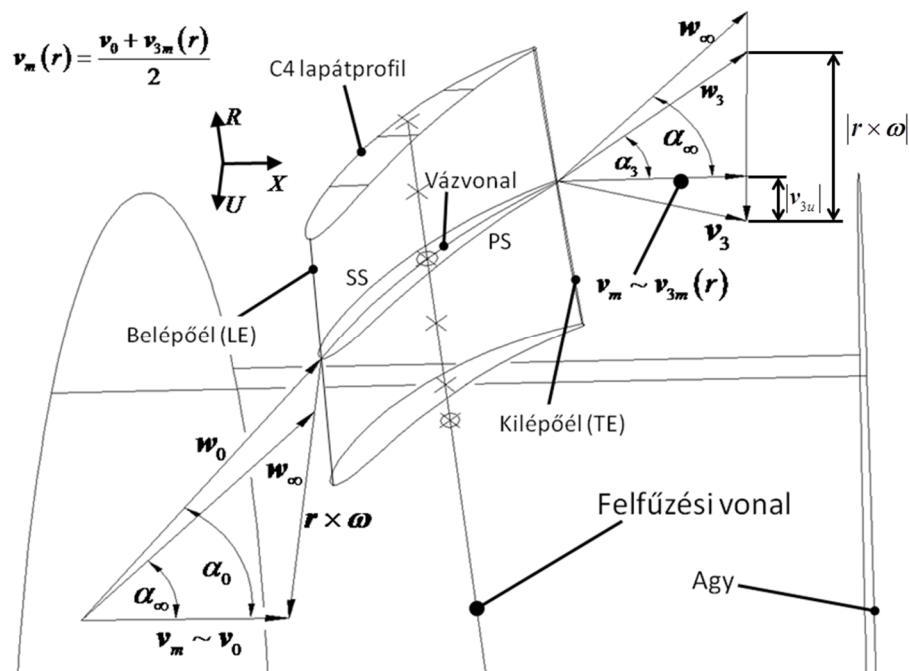
Továbbá a (3.3) kilépő abszolút sebességét, axiális és tangenciális komponensre bontva írhatjuk:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{dv_3^2}{dr} = \frac{1}{2} \cdot \frac{dv_{3m}^2}{dr} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dv_{3u}^2}{dr} \quad (3.5)$$

A (3.4) és (3.5) behelyettesítve (3.3)-ba, kapjuk:

$$\frac{d(uv_{3u})}{dr} = \frac{v_{3u}^2}{r} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dv_{3m}^2}{dr} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dv_{3u}^2}{dr} \quad (3.6)$$

A (3.6) egyenletet radiális egyensúlyi egyenletnek nevezzük.



3.2. ábra: Adott sugáron a sebességi háromszögek, a 3D lapátgeometriával együtt szemlélítve (sematikus ábra)

3.1.2. Állandó cirkuláció módszere

Az adott sugarú rácsmetszetre számolt össz lapát cirkuláció értéke:

$$\Gamma = \oint \mathbf{v} ds = (2\pi r) v_{3u} \quad (3.7)$$

Számolásnál a 2D lapátrács (3.3. ábra) egy izolált lapátját szemlélem. A lapátot körülvevő irányított görbe (\mathbf{s}), a lapátcsatornában a húrral párhuzamos, itt az integrálás, a sebesség szimmetria és az ellentétes irányítás miatt zérus. A görbe a belépő élnél egyenes és merőleges a sebesség (\mathbf{v}_0) vektorára, így a skaláris szorzat nulla. A kilépő él mentén (\mathbf{s}) szintén egyenes, itt (\mathbf{v}_3) görbe irányú skalár komponense (v_{3u}), fegyelembe véve adott sugar teljes ívhosszát ($2\pi r$) kapjuk (3.7)-et.

Felírva az Euler Turbina Egyenletet, a lapát cirkuláció kifejezhető:

$$\Delta P_t = \rho u v_{3u} = \rho n_f (2\pi r) v_{3u} = \rho n_f \Gamma \quad (3.8)$$

Állandó cirkulációra történő tervezés egyik következménye, hogy a sugar mentén az össznyomás különbség állandó: $\Delta P_t(r) = \text{áll.}$. Ebből következik, hogy a tangenciális sebesség ($v_{3u} \sim r^{-1}$) eloszlás a potenciális örvényhez hasonló, innen jött a módszer angol elnevezése: free-vortex design (Lakshminarayana, 1996).

Alakítsuk át a láncszabálynak megfelelően a radiális egyensúlyi egyenletet (3.6), a láncszabály figyelembe vételével:

$$\frac{d(uv_{3u})}{dr} = v_{3u} \left(\frac{v_{3u}}{r} + \frac{dv_{3u}}{dr} \right) + v_{3m} \frac{dv_{3m}}{dr} \quad (3.9)$$

Free-vortex tervezés esetén, a (3.9) bal oldala zérus értéket ad. Egyenlőség így csak akkor teljesül, ha a jobb oldal mindkét tagja nulla, vagy abszolút értékük megegyezik de előjelük ellentétes. Az előbbi feltételezésével írhatjuk:

$$\frac{v_{3u}}{r} + \frac{dv_{3u}}{dr} = 0 \quad (3.10)$$

A változókat szétválasztva:

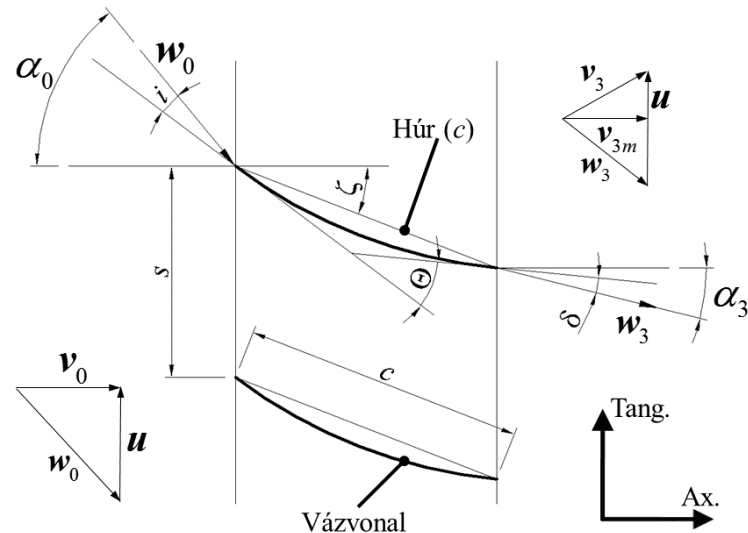
$$\frac{1}{r} dr + \frac{1}{v_{3u}} dv_{3u} = 0 \quad (3.11)$$

Az egyenletet integrálva, majd egyszerűsítve:

$$\ln(r) + \ln(v_{3u}) = \text{áll.} \quad (3.12)$$

$$\ln(rv_{3u}) = \text{áll.} \quad /e^{(\bullet)} \Rightarrow (rv_{3u}) = \text{áll.} \quad (3.13)$$

Láthatjuk (3.10), hogy az egyenlőség megfelelt az alapvetésnek, azaz állandó cirkuláció esetén a perdület (rv_{3u}) állandó. Így a (3.9) egyenlet jobb oldalának a második tagja zérus, ebből következik, hogy a tervezési meridián sebesség komponens állandó ($v_{3m}(r) = \text{áll.}$), azaz $AVR = 1$.



3.3. ábra: Sebességi háromszögek és a rácsgeometria a síkba terített sugármetszeten

A fenti levezetés alapján az áramfelületek - a feltételezésünknek megfelelően - valóban hengerfelületek, ebből következik, hogy általában a gyakorlatban, az adott sugarú körrács geometriai/áramlástan paramétereit, álló lineáris rács empirikus összefüggéseinek a segítségével számoljuk az előtervezésnél (Gallimore, 1999), (Cumpsty, Greitzer, 2004), (Dixon, Hall, 2014). Egyes kutatók a 3D áramlási jelenségek hatását is figyelembe vették már a 2D rácsáramlás modellnél (Mönig et al., 2001), (Templalexix et al., 2011), (Banjac et al., 2014).

Állandó perdület következménye, hogy a közeg a lapáttónél maximális elterelést kíván meg, ami, a súrlódást figyelembe véve, kis szállítósebesség miatt (u) áramlástanilag előnytelen, továbbá a sugár felé, a hiperbolikus közegelterelést ($\sim v_{3u}$) csak fajlagosan nagyobb lapátelcsavarással lehet teljesíteni.

3.1.3. Változó lapát cirkuláció módszere

Amennyiben a tervezésnél az állandó cirkuláció esetétől eltekintünk, kiindulásként rendszerint a járókerék mögötti perdület eloszlást vesszük fel. Linnemann (1964) munkáját alapul véve, a perdület eloszlást hatványfüggvény szerint veszem fel:

$$v_{3u} = k \cdot r^n \quad (3.14)$$

A hatványfüggvény szerint történő szerkesztés Somlyódy (1971) munkája nyomán hazánkban is elterjedt, ugyanakkor az alkalmazása angolszász területen is fellelhető (Glassman, 1994). További perdület eloszlás függvények felsorolását és jellemzését tartalmazza Horlock (1982) munkája.

A (3.14) perdület függvény a következő speciális eseteket foglalja magában (3.1. táblázat):

3.1. táblázat: A perdület kitevő speciális értékei (Somlyódy, 1971)

	$n = -1$	$n = 0$	$n = 1$
v_{3u}	hiperbolikus	állandó	lineáris
$r \cdot v_{3u}$	állandó	lineáris	parabolikus

Tehát $n = -1$ jelenti a klasszikus esetet (FV), ha $n = 0$ tangenciális sebesség a sugár mentén nem változik, $n = 1$ esetén pedig a közeg merevtestszerű forgást végez. A perdület kitevő felvételére, Somlyódy (1972) útmutatásként a 3.2. táblázatban látható tervezési értékeket javasolja:

3.2. táblázat: Perdület kitevő ajánlott értékei az agyviszony és a szállítás függvényében (Somlyódy, 1972)

n	-0,5	0	1
v	< 0,4	0,4...0,6	> 0,6
φ	> 0,2	> 0,3	> 0,4

A meridián áramlás meghatározásához (3.14)-et helyettesítsük be a radiális egyensúlyi egyenletbe (3.6). A deriválást elvégezve, a kilépő meridián sebességre adódik:

$$\frac{1}{2} \frac{dv_{3m}^2}{dr} = \omega k (n+1) r^n - k^2 (n+1) r^{(2n-1)} \quad (3.15)$$

Változókat szétválasztva, majd alsóhatár függvény szerint integrálva, kapjuk:

$$v_{3ma}^2 - v_{3m}^2(r) = 2k\omega \left[r_a^{(n+1)} - r^{(n+1)} \right] - \left(\frac{n+1}{n} \right) k^2 \left[r_a^{2n} - r^{2n} \right] \rightarrow v_{3m} = (\bullet) \quad (3.16)$$

Az egyenletben ismeretlen, külső sugáron vett kilépő axiális sebességet (v_{3ma}), a gyűrűfelületre számolt folytonossági egyenlet segítségével határozom meg:

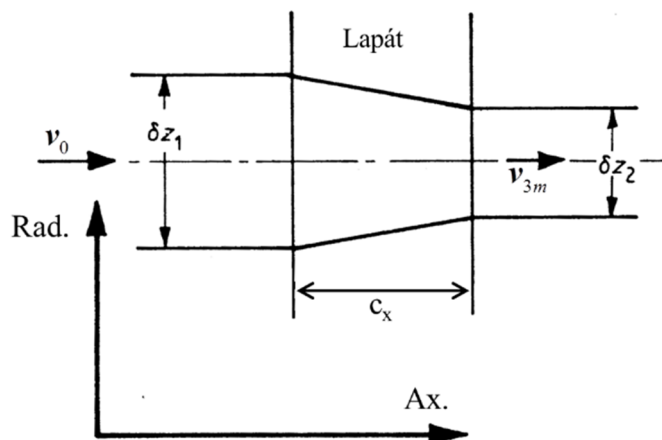
$$Q = 2\pi \int_{r_i}^{r_a} v_{3m}(r) \cdot r dr \quad (3.17)$$

Ugyanakkor az (n) perdület kitevőnek és a (k) perdület konstansnak ki kell elégítenie a teljesítmény egyenletet (Somlyódy, 1971):

$$\Delta P_t = \frac{2\pi}{Q} \int_{r_i}^{r_a} v_{3m}(r) \cdot \Delta P_t(r) \cdot r dr \quad (3.18)$$

Ezért az (n, k) és a (v_{3ma}) számítását iteratív módszer segítségével célravezető meghatározni. Az értekezésem 3.2 alfejezete egy ilyen iterációs számítást mutat be.

A kilépő, axiális abszolút sebesség a (3.16)-nak megfelelően sugár mentén változik, így a free-vortex tervezéssel szemben: $v_0 \neq v_{3m}(r) \Rightarrow AVR \neq 1$. Ennek következménye, hogy a folytonosság, a radiális-kiterjedés nélküli rácsmetszeten (3.1. ábra) nem teljesül, az csak a lapátcsatornában változó keresztmetszetű áramcsövek segítségével szemlélhető a meridián metszeten (3.4. ábra).



3.4. ábra: Axiális sebesség változása a lapátcsatornában AVR ≠ 1 esete, meridián metszet (Marsh, 1974)

Számításnál azonban úgy járunk el, hogy a meridián sebességet, mint átlagsebességet definiáljuk (Somlyódy, 1971). Így az adott sugáron vett síkáramlás modell már értelmezhető. Ennek következtében a lapátózás szerkesztésénél, a free-vortex tervezéshez hasonlóan, a sík szárnyrácok szélcsatornában kimért eredményeit használjuk fel. Az átlag meridián sebességre írhatjuk:

$$\mathbf{v}_m = \mathbf{w}_m = \frac{\mathbf{v}_0 + \mathbf{v}_{3m}}{2} \quad (3.19)$$

A CVD tervezés járulékos következménye, hogy a kilépésnél, a sugár menti cirkuláció változással összhangban, megjelenik a „trailing shed vorticity” (TSV). A TSV jelenléte, a súrlódásmentesség és a belépő áramlásra merőleges örvényesség feltételezésével valamint a Kelvin örvénytétele segítségével, analitikusan levezethető (Came, Marsh, 1974).

A lineáris állórács $AVR \neq 1$ szélcsatorna mérés kialakításával, ismereteim szerint, Pollard és Gostelow (1967) foglalkozott először. Az $AVR \neq 1$ esetet a mérésnél úgy állították elő, hogy a rácsból kilépő közeget a szélcsatorna falán kialakított résen keresztül szívták, így a lapátközép metszeten, kilépésnél kisebb axiális sebesség (v_{3m}) adódott.

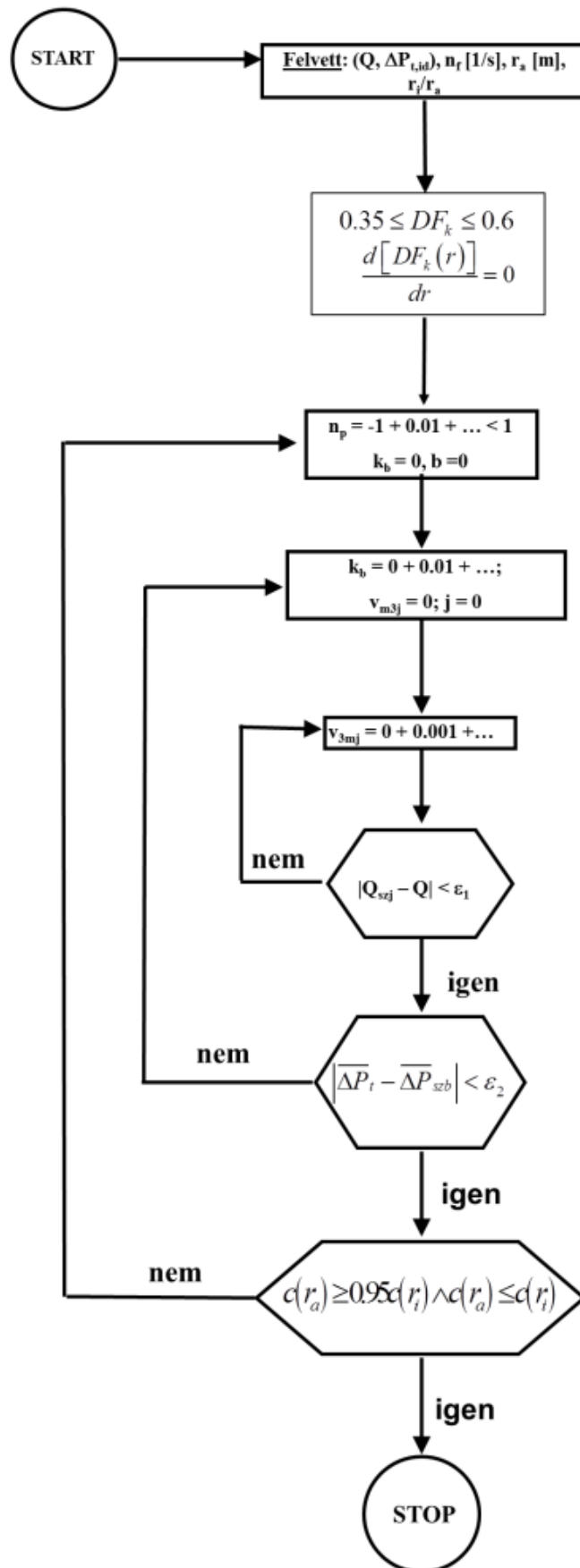
3.2. Járókerék számítása állandó húr hossz módszerével, előtervezés

Az előtervezés az egyenes lapátokból (STR) álló referencia (kiindulási) járókeréket számolja. A tervezés következő fázisa a lapátnyílazás alkalmazása a referencia lapátrácson.

A változó cirkulációra történő tervezés alkalmazásával, lehetséges a perdület eloszlást úgy megválasztani, hogy a lapát húr hossz sugár mentén állandó legyen. A számításnál a tangenciális sebesség (3.14) szerinti. A lapátmagasság mentén a konstans diffúzió számot is előírom, Vad (2010) alapján (2.4 alfejezet) a lapátközép metszet 2D optimuma szerint. Ezen kiegészítő feltétel teljesülését a számítás végén ellenőrzöm.

A számítás globális bemeneti paraméterei: (φ, ψ) , fordulatszám (n_f), járókerék sugár (r_a), agyviszony (ν). Ezen paraméterek felvételénél célszerű a Cordier-diagram (Grieb, 2009) vagy az ESDU (1980) ajánlása alapján eljárni.

Egy konstans diffúzió szám (DF) választásával a számítást hármas iterációval lehet elvégezni, a 3.5. ábra szerint. Az iteráció első lépése a perdület kitevő ($-1 \leq n_i \leq 1$) értékének a rögzítése. Egy rögzített (n_i) mellett, a következő ciklus a perdület konstans lépteti ($k_j \geq 0$). A következő belső ciklus a külső sugáron, az axiális sebességet iterálja, a (3.16) egyenletnek megfelelően. A belső ciklus léptetése a tervezési térfogat (3.17) teljesülésével véget ér. A következő lépés ellenőrzi az előírt össznyomás növelés (3.18) teljesülését, ha a feltétel nem teljesül, a perdület konstans léptetésével onnan újraszámolás. A legutolsó lépés, a külső ciklus hátul tesztelése, az állandó húr ($c(r) = \text{áll.}$) feltételre, (2.8) egyenletnek megfelelően. Ha az állandó húr hossz nem áll fent, a perdület kitevő értékét növelem meg a lépésközzel, továbbiakban a belső ciklusok újból ismétlődnek. A programfutás végén ismerem a sebességi háromszög eloszlást és az állandó húr hossz értékét. A következő lépés a referencia járókerék lapát geometria meghatározása.



3.5. ábra: Az állandó húr hosszra és konstans diffúzió számra történő számítás folyamatábrája

A sebességi háromszögek ismeretében, keresem azt a lapátrács geometriát, ami a perdület függvénynek (rv_{3u}) megfelelő elterelést biztosítani tudja. Állandó sűrűség és q3D áramlás (3.1. ábra) feltételezésével, a geometriát (3.3. ábra), álló lineáris lapátrácsok szélcSATORNÁBAN kimért jellemzői segítségével számolom, a következők szerint.

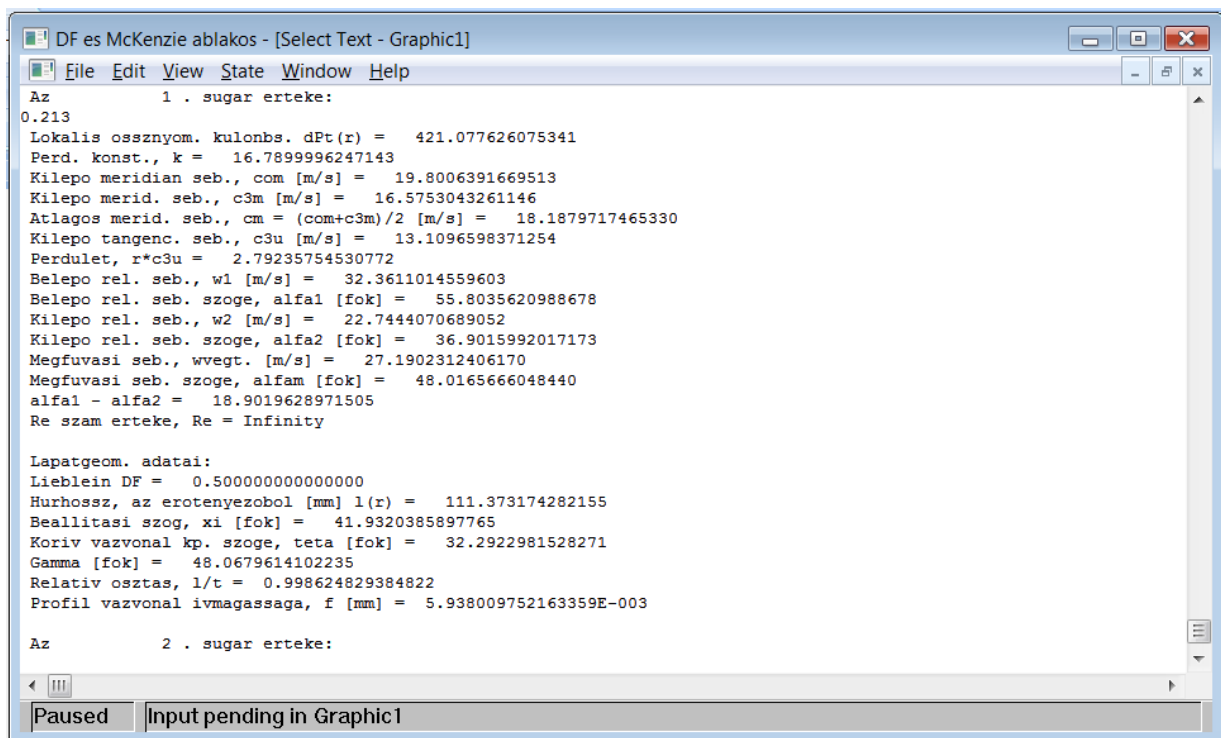
A lapát beállítási szög (McKenzie, 1997):

$$\tan \gamma = \tan \alpha_{\infty} - 0.213 \rightarrow \gamma = (\bullet) \quad (3.20)$$

Ahol (α_{∞}) az átlagolt relatív sebesség szöge, az axiális iránytól mérve $\tan \alpha_{\infty} = 0.5(\tan \alpha_0 + \tan \alpha_3)$. A profil vázvonalaának a középponti szöge pedig (McKenzie, 1997):

$$\Theta = \frac{\gamma - \alpha_3 + 1.1(s/c)^{1/3}}{0.5 - 0.31(s/c)^{1/3}} \quad (3.21)$$

A számítás megkönnyítése érdekében Fortran90 nyelven programot fejlesztettem (AxVent 2.0, 3.6. ábra).



```

DF es McKenzie ablakos - [Select Text - Graphic1]
File Edit View State Window Help
Az      1 . sugar erteke:
0.213
Lokalis ossznyom. kulonbs. dPt(x) = 421.077626075341
Perd. konst., k = 16.7899996247143
Kilepo meridian seb., com [m/s] = 19.8006391669513
Kilepo merid. seb., c3m [m/s] = 16.5753043261146
Atlagos merid. seb., cm = (com+c3m)/2 [m/s] = 18.1879717465330
Kilepo tangenc. seb., c3u [m/s] = 13.1096598371254
Perdület, r*c3u = 2.79235754530772
Belepo rel. seb., w1 [m/s] = 32.3611014559603
Belepo rel. seb. szoge, alfa1 [fok] = 55.8035620988678
Kilepo rel. seb., w2 [m/s] = 22.7444070689052
Kilepo rel. seb. szoge, alfa2 [fok] = 36.9015992017173
Megfuvasi seb., wvegt. [m/s] = 27.1902312406170
Megfuvasi seb. szoge, alfam [fok] = 48.0165666048440
alfa1 - alfa2 = 18.9019628971505
Re szam erteke, Re = Infinity

Lapatgeom. adatai:
Lieblein DF = 0.5000000000000000
Hurhossz, az erotenyezobol [mm] l(x) = 111.373174282155
Beallitasi szog, xi [fok] = 41.9320385897765
Koriv vazvonal kp. szoge, teta [fok] = 32.2922981528271
Gamma [fok] = 48.0679614102235
Relativ osztas, l/t = 0.998624829384822
Profil vazvonal ivmagassaga, f [mm] = 5.938009752163359E-003

Az      2 . sugar erteke:

```

3.6. ábra: Az AxVent program ablaka, kimeneti információkkal

A lapáthúr és az íveltség ismeretében, a következő feladat a profilozás, a lapát vastagság eloszlás szerkesztése. A számításból kapott vázvonalat C4 10% lapátprofilal látom el. A C-szériájú profil sorozatot (3.3. táblázat) a Power Jets Ltd. fejlesztette ki az 1940-es években, a profilsorozat hét tagból áll (Cumpsty, 2004). A C4 profil a vázvonatra szimmetrikus vastagságeloszlást eredményez, a legnagyobb profilvastagság a belépő éltől a vázvonala ívhossz 30%-ánál adódik. A profilválasztást indokolta, hogy a Lieblein diffúzió szám empirikus összefüggése a Naca65 és C4 profilokra vonatkozik. Az adott sugáron vett lapátmetszetek vastagságeloszlás adatait MS Excel táblázatkezelővel számoltam.

3.3. táblázat: A brit C lapátprofil sorozat dimenziótlan koordinátái (Cumpsty, 2004)

Section	$x/c\%$	0	1.25	2.5	5	7.5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	95	100
C1	$\pm y/c\%$	0	1.375	1.94	2.675	3.225	3.6	4.175	4.55	4.95	4.81	4.37	3.75	2.93	2.05	1.125	0.65	0
C2	$+y/c\%$	0	1.49	2.08	3.00	3.58	4.01	4.55	4.90	4.98	4.76	4.30	3.70	2.91	2.02	1.05	0.60	0
	$-y/c\%$	0	1.63	2.26	3.12	3.66	4.06	4.58	4.89	5.02	4.79	4.31	3.72	3.00	2.15	1.20	0.68	0
C3	$+y/c\%$	0	1.42	1.84	2.31	2.72	3.04	3.60	3.83	4.35	4.76	5.00	4.73	4.00	2.93	1.62	0.92	0
	$-y/c\%$	0	1.42	1.86	2.545	3.03	3.41	3.80	4.18	4.82	4.945	5.00	4.73	4.00	2.93	1.62	0.92	0
C4	$\pm y/c\%$	0	1.65	2.27	3.08	3.62	4.02	4.55	4.83	5.00	4.89	4.57	4.03	3.37	2.54	1.60	1.06	0
C5	$\pm y/c\%$	0	1.65	2.27	3.08	3.62	4.02	4.55	4.83	5.00	4.89	4.58	4.09	3.48	2.75	1.95	1.52	0
C7	$\pm y/c\%$	0	1.51	2.04	2.72	3.18	3.54	4.05	4.42	4.86	5.00	4.86	4.43	3.73	2.78	1.65	1.09	0

A tervezés kiindulási áramlástanai paramétereit a 3.4. táblázat tartalmazza. A kiindulási paraméterek, a diffúzió szám kivételével, egyeznek a Bup-26 járókerékkel (Vad, Bencze, 1998).

3.4. táblázat: A Dan26-STR járókerék névleges tervezési paramétereit

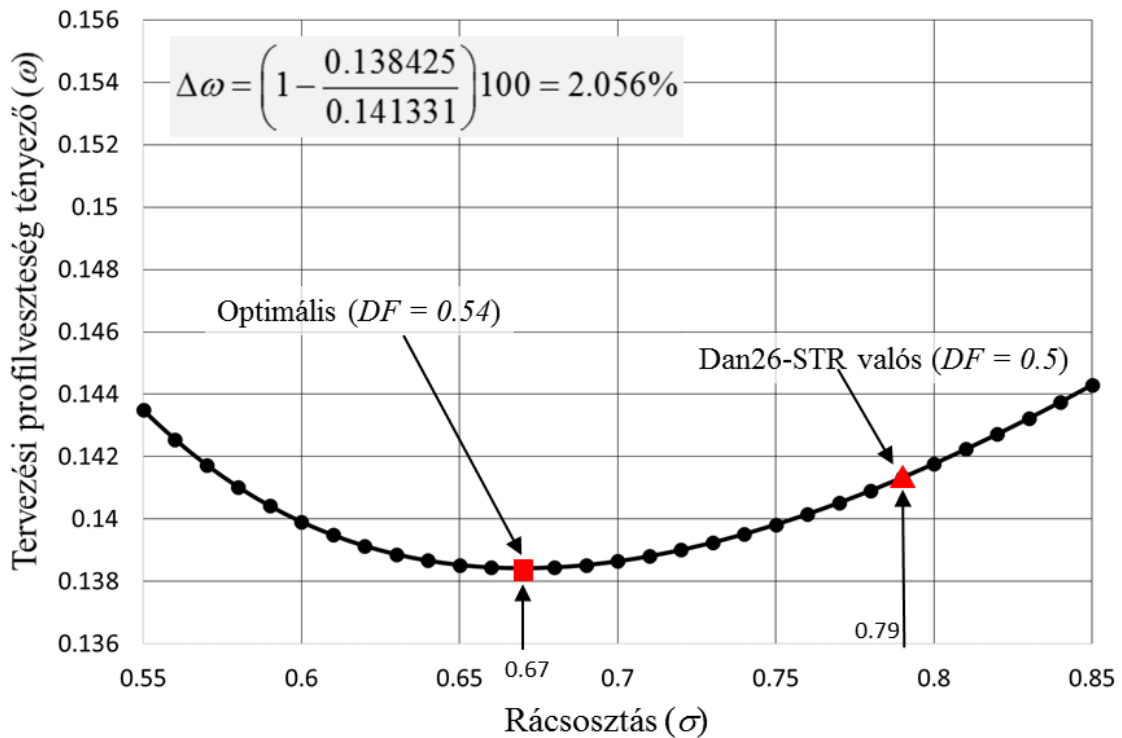
Paraméterek	Érték
Mennyiségi szám (φ)	0.5
Nyomásszám (ψ)	0.6
Fordulatszám (n_f)	1200 min^{-1}
Külső sugár (r_a)	315 mm
Lapátszám (N)	12
Agyviszony (v)	0.676
Tervezési hidraulikai hatásfok (η_{HT})	0.9
Konstans diffúzió szám (DF)	0.5

A számolt geometria szerkesztéséhez szükséges adatokat a 3.5. táblázat foglalja össze.

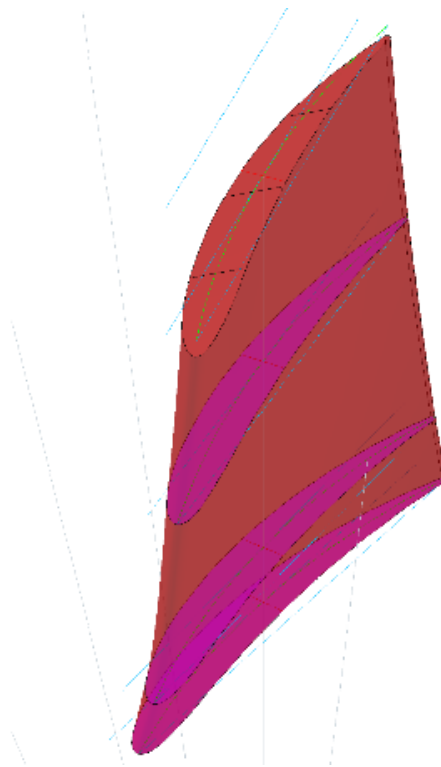
3.5. táblázat: A Dan26-STR járókerék geometriai paramétereit

	Lapáttó	Lapátközép	Lapátvég
Húrhossz, (c) [mm]	109	109	109
Vázvonal kp. szög, (Θ) [fok]	32.3	28.5	27.1
Beállítási szög, (γ) [fok]	41.9	48.4	52.9

A tervezési veszteség optimum ellenőrzését (2.4 alfejezet) a lapátközépen a 3.7. ábra szemlélteti. Látható, hogy a Dan26-STR járókerék elméleti veszteség tényezője, csak 2.056%-kal tér el az optimumtól, ezért a tervezési DF növelésére és az újraszámolásra nincs szükség. Ugyanakkor látható, hogy a 2D optimális ($DF = 0.54$) érték már a 3D lapáttó-agy leválás kialakulás határán fekszik ((You, Liu (2010)) 2.5 alfejezet).



3.7. ábra: A Dan26-STR lapátközép sebességi háromszögekkel számolt profilvesztés A lapát geometria 3D modelljét (3.8. ábra) AutoCAD szoftverrel készítettem el.



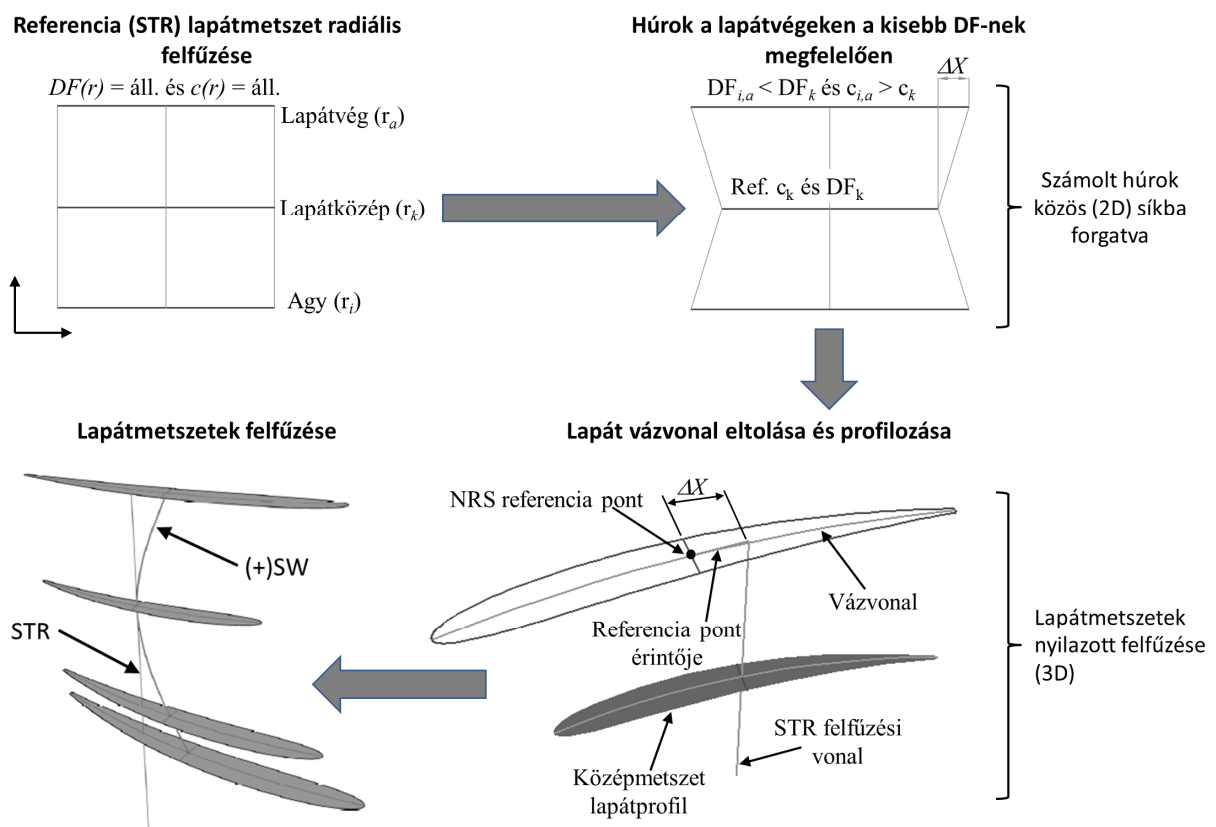
3.8. ábra: Dan26-STR referencia lapát axonometrikus képe, C4-10% lapátprofilal

3.3. Nyilazott lapátok szerkesztése a tervezési diffúzió szám lokális előírásával

A tervezés következő fázisa, a konstans diffúzió számra és állandó húrta tervezett kiindulási (referencia) járókereket alapul véve, a nyilazott járókerék lapát szerkesztése.

A nyilazott lapát szerkesztésénél, a referencia járókerék sugár menti tervezési perdület eloszlását megtartva, a lapáttő- és a lapátvég metszeten, kisebb tervezési diffúzió számot választok. A lapáttő metszet tervezési diffúzió szám felvételénél figyelembe veszem, You és Liu (2010) 3D lapáttő-agy leválás kritériumát is (2.5 alfejezet). A lapátközép metszet marad a referencia lapát 2D optimális diffúzió szám értéke (3.7. ábra), mert a határoló falaktól távol az áramlás jó közelítéssel q3D áramlásnak tekinthető (3.1. ábra). A lapátvég metszetek diffúzió szám csökkentése a húr hosszak növekedését eredményezi a (2.8)-nak megfelelően, így lehetővé válik a nyilazott felfűzése a metszeteknek.

A nyilazott lapát, megnövelt húr hosszú metszeteinek a felfűzésénél, Clemen et al. (2004) FV tervezésű, sztátor lapátjánál bemutatott nyilazáshoz hasonlóan járok el. Azaz a metszetek kilépőél helye változatlan marad. A nyilazott lapátalakot eredményező felfűzési módszert a 3.9. ábra szemlélteti. Első lépésben a sugár mentén állandó húr-mérettel és DF-el rendelkező referencia (STR) lapátrács húrjait egy közös síkba forgatom. A következő lépésben a lapáttő és a lapátvég nagyobb húrjait illeszttem be, amelyek egy kisebb diffúzió számmal rendelkező rácskonfigurációhoz tartoznak. A középmezettől lemerít (ΔX) eltolás eltérést, a térben, a referencia járókerék radiális felfűzési vonalától (STR) mérem fel, és ide illeszttem a nagyobb húrral és kisebb DF-el rendelkező metszetet. Így az új nyilazott lapátmetszetek, a húr irányába lettek eltolva, úgy, hogy a kilépőél helye változatlan maradt. A beállítási szög (γ) marad a referencia (STR) szerinti. Ezzel összhangban a lapátvég metszetek pozitív nyilazásúak (+SW) azaz a lapáttő metszet hátranyilazott (BSW) a lapátvég metszet előre nyilazott (FSW) (2.2. ábra). Dolgozatomban felfűzési vonal alatt, a lapát vázvonalak ívhosszának felezőpontjait összekötő görbét értem (2.1. ábra).



3.9. ábra: Nyilazott lapát fuffuzése

A lapátvégek tervezési diffúzió szám csökkentésénél figyelembe kell venni a hidraulikai teljesítmény alakulását, ennek leírására bevezetem a jószágtegyezőt:

$$J = \frac{2\pi}{Q} \int_{r_i}^{r_a} \frac{\Delta P_{i(SW)}(r)}{\Delta P_{i(STR)}(r)} \cdot v_{3m(STR)}(r) r dr \quad (3.22)$$

Iteráció addig tart, amíg: $J_i < J_{i+1} \wedge (J_{i+1} - J_i) \leq \varepsilon$. A jóság tényező adott közegmennyiség esetén kifejezi a nyilazott járókerék (SW) össznyomás különbség fokozását ($J > 1.0$), a kiindulási egyenes (STR) járókerékhez képest. Az integrandus számlálójában, egy adott iterációs lépés nyilazott lapát össznyomás fokozása szerepel, a nevezőben pedig a kiindulási egyenes lapáté, amely értéke nem változik az iteráció során. Az integrandus második tagja a gyűrűfelületre számolt térfogatáramot adja, amely egyezik a nyilazott és az egyenes járókerék esetén. Mivel a nyilazott és a kiindulási referencia járókerék esetén a tervezési munkapontban általában (Vad, 2008) $(\Delta P_i)_{SW} \approx (\Delta P_i)_{STR}$, ezért a jóság megítélését a tervezésnél kisebb közegmennyiségnél is célszerű elvégezni.

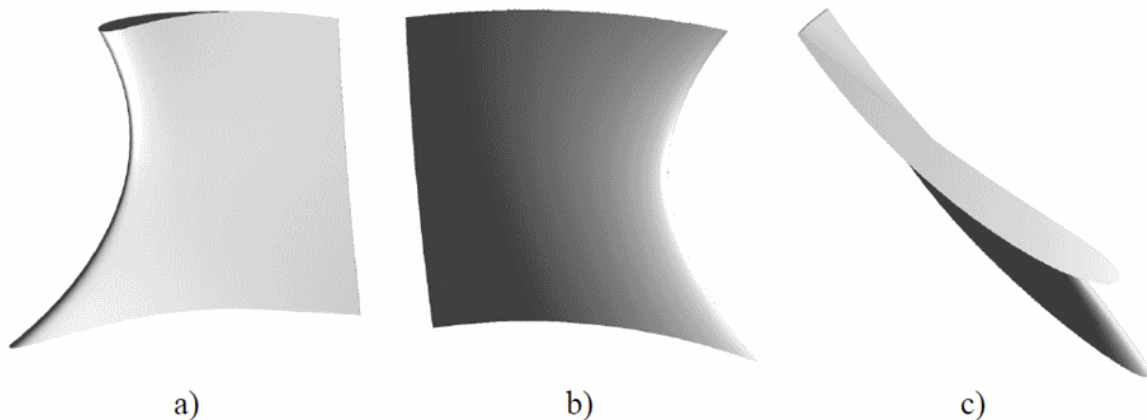
A lapátózás 3D vizsgálatára tekintettel, a nyilazott járókerék tervezése iteratív módszert és korszerű CFD technikát feltételez. Az ismertett tervezési módszer, Vad (2013) dolgozatához hasonlóan, a lapátnyilazás ($\sim \Delta X$) nem a tervező által előírt tulajdonság, hanem ún. kimenő adat, vagyis a lapát felfűzési vonal aerodinamikailag kedvezőnek ítélt alakja az előtervezés eredménye.

A dolgozatomban, a vizsgált nyilazott járókerék (Dan26-SW) főbb paramétereit a 3.6. táblázat mutatja be.

3.6. táblázat: A Dan26-SW járókerék geometriai paramétereit

	Lapátó	Lapátközép	Lapátvég
Tervezési diffúzió-szám (DF)	0.454	0.5	0.438
Húrhossz, (c) [mm]	143.3	109	143.3
Vázvonal kp. szög, (Θ) [fok]	27.2	28.5	22.3
Beállítási szög, (γ) [fok]	41.9	48.4	52.9

A Dan26-SW nyilazott lapát nézeti képeit a 3.10. ábra szemlélteti. Az alfejezetben bemutatott nyilazott járókerék tervezésére, mint „Számítási Modell” hivatkozok a további fejezetekben.



3.10. ábra: Dan26-SWF járókerék lapát nézeti képei
a) tangenciális- (PS), b) axiális-, c) felül-nézetek

3.4. Reverzálható járókerék tervezése

A lapátózás tervezésénél a két-irányban lehetséges légszállítást síklemez lapát segítségével valósítom meg (2.37/a) ábra). A járókerék koncepciónál szempont volt az egyszerű előállíthatóság, ezzel összhangban a lapátok elkészítésénél nem alkalmaztunk él-lekerekítést, továbbá légterelő kúpot az agyon. A lapátvég lekerekítése, nem az adott állásszöghöz és résmérethez tartozó csőfal elrendezés szerint történt, hanem a lapátrés mérettel csökkentett körív szerint a síkba terített lapáton. A lapátok rögzítése is az egyszerűséget tükrözi, meghajlított lemezre szegecsekkel

rögzítettük. Tervezésnél a free-vortex módszert (FV) választottam, mert tervezési közegmennyiség esetén – szemben a CVD módszerrel – a veszteség fajlagosan kisebb (lásd még később (Spasic et al., 2012) 2.6. alfejezet). Az FV módszer választását indokolta, az egyszerű geometriai kialakítás is. Mert a leegyszerűsített geometria miatt létrejövő sűrűdásos jelenségek, az esetleg alkalmazott CVD tervezés 3D áramlási sajátosságaival kölcsönhatásba lépve, vélhetően nagyobb veszteséget eredményeztek volna. Ezt alátámasztja, hogy a tervezésitől kisebb fordulatszámokon nem tudunk értékelhető jelleggörbét produkálni.

Tervezésnél a lapátokat magányos szárnyaknak tekintem, azaz a lapátok egymásra hatását elhanyagolom a lapátrácsban. A rácsosztás számításánál az erőtenyező sűrűdásmentes alakját alkalmazom. A sűrűdás hatását úgy veszem figyelembe, hogy a felhajtóerő-tényező értékét, az egyedülálló szárny - szélcsatorna mérése alapján szerkesztett - diagramból olvasom ki a siklószám figyelembevételével. A magányos szárnyak alkalmazása a gyakorlatban elfogadható közelítést jelent, ha $(\sigma \ll 2)$ (Eckert, Schnell, 1981). A lapátok egymásra hatását rácshatásnak nevezzük.

A magányos szárny és a lapátrács közötti különbségeket Somlyódy (1970) munkája részletezi.

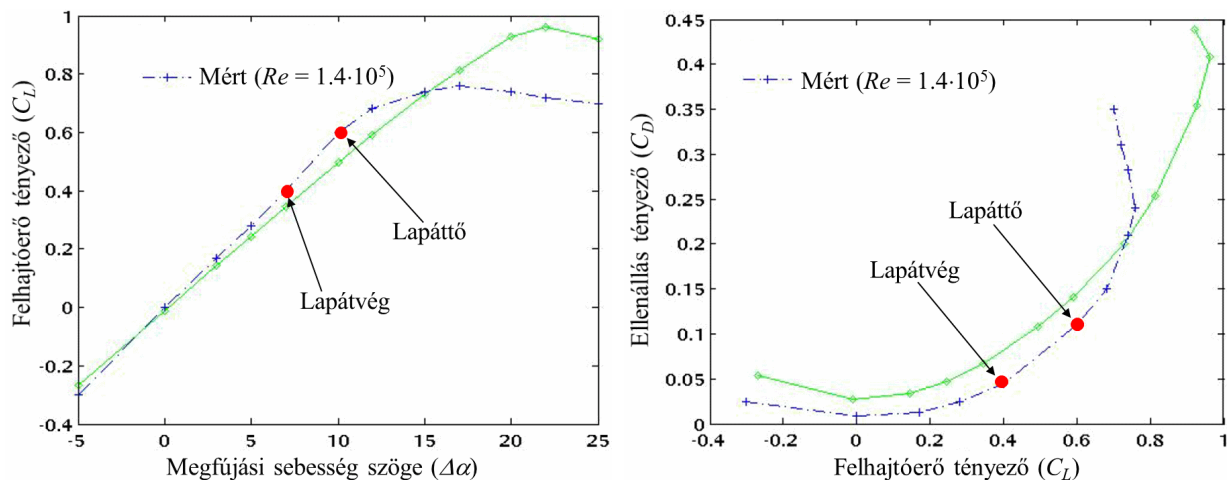
A sűrűdásmentes erőtenyező alakja, amiből a lapáthúr hossz kifejezhető (Eck, 2003):

$$\frac{c}{s} C_L = \frac{2\Delta v_{3u}}{w_\infty} \rightarrow c = (\bullet) \quad (3.23)$$

A lapát beállítási szög (Eck, 2003):

$$\gamma = \alpha_\infty + \Delta\alpha (Re, C_L) \quad (3.24)$$

A felhajtóerő tényezőjét az egyedülálló síklemez profilnak a 3.11. ábráról olvasom le.



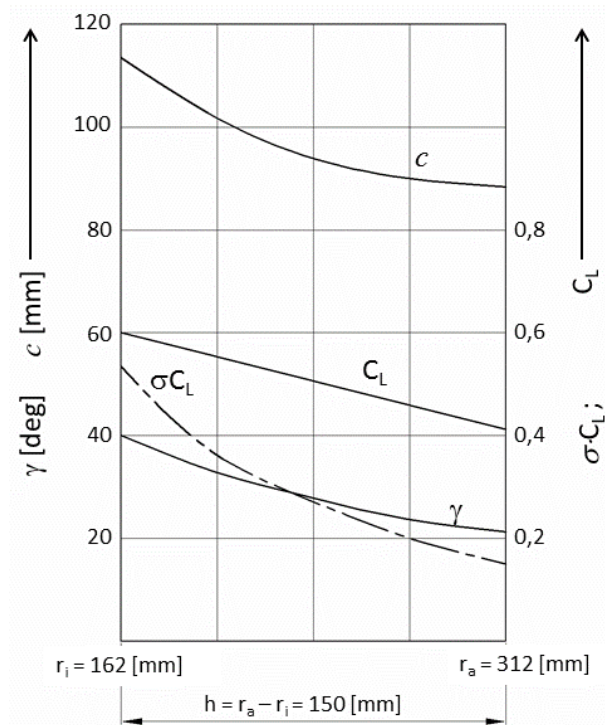
3.11. ábra: Egyedül álló síklemez szárny aerodinamikai tulajdonságai (Gyllhem et al., 2005)

A tervezési munkapontban előírt paramétereket a 3.7. táblázat tartalmazza.

3.7. táblázat: A Dan007 járókerék névleges tervezési paraméterei

Paraméterek	Érték
Mennyiségi szám (φ)	0.286
Nyomásszám (ψ)	0.118
Fordulatszám (n_f)	1400 min^{-1}
Külső sugár (r_a)	315 mm
Lapátszám (N)	8
Agyviszony (v)	0.514
Tervezési hidraulikai hatásfok (η_{hT})	0.8
Légrés méret (τ)	3 mm

A számolásnál a nyomásszámot a tervezési hidraulikai hatásokkal osztom. A főbb áramlástan és geometriai paramétereket a 3.12. ábra szemlélteti.



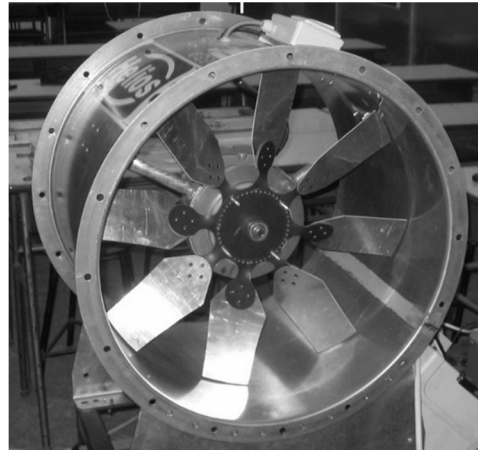
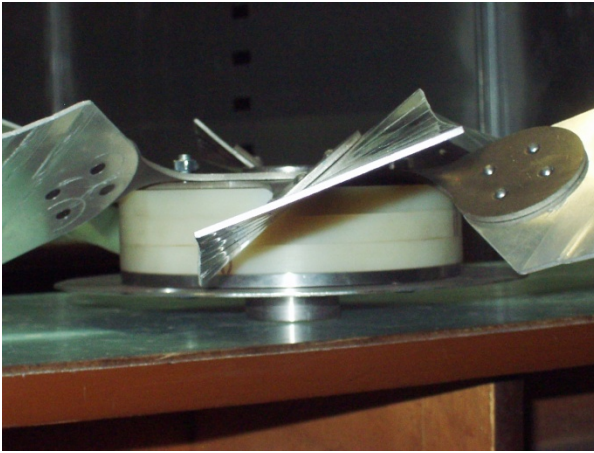
3.12. ábra: A Dan007 fontosabb áramlástan és geometriai paraméterei

Az FV tervezés sajátossága, hogy a lapátó metszetnél a közegelterelés maximális, ami leválási veszélyt jelent. A járókereket az irodalomban fellelhető, állandó cirkuláció tervezésre javasolt, összes korlátozó feltételre leellenőriztem (3.8. táblázat). Lapátó leválásra vonatkozó kritériumok De-Haller (Eckert, Schnell, 1981), erőtényező (Eck, 2003) és Marcinowski kritériumai (Marcinowski, 1956). A Strscheletzky-örvénymag feltételt Bencze et al. (1970) munkája alapján ellenőriztem.

3.8. táblázat: Ellenőrzés a korlátozó feltételekre

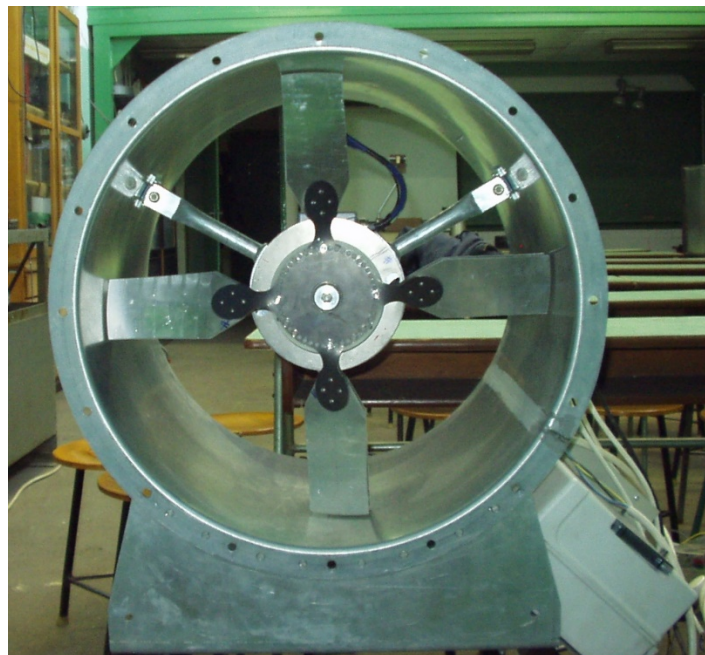
- $[Re]_a$	$\approx 2.05 \cdot 10^5 > 1.5 \cdot 10^5$	[-]
- Örvénymag feltétel	$= 95 \rightarrow r_a = 162$	[mm]
- De-Haller kritérium, $[w_3/w_0]_a$	$= 0.803 > 0.72$	[-]
- Erőtényező, $[\sigma C_L]_a$	$= 0.54 < 0.65$	[-]
- Felhajtóerő tényező, $[C_L]_a$	$= 0.6$ (választott)	[-]
Marcinowski kritériumai az agyra:		
- $[W_m/\Delta V_{3u}]_a$	$= 2.075 > 0.8$	[-]
- $[\varphi/\psi]_a$	$= 2.43 > 0.4$	[-]

Az összeszerelt járókereket a 3.13. ábra szemlélteti.



3.13. ábra: A Dan007 járókerék és beépítése

A Dan007 járókereket a tervezési lapátszám felével ($0.5N = 4$) a 3.14. ábra szemlélteti.



3.14. ábra: A Dan007 járókerék a tervezési lapátszám felével ($0.5N = 4$)

A Dan007 járókerékre és a tervezési módszerére, mint „Reverzálható Járókerék” hivatkozok a dolgozatban.

3.5. Jelleggörbe mérésére kialakított berendezés

Adott méretű és geometriai kialakítású ventilátor meghatározott fordulatszám és közegsűrűség mellett különböző nyomáskülönbség ellenében különböző közegmennyiséget szállít. A ventilátorral létrehozott (ΔP_t) nyomásnövekedés és a (Q) szállított közegmennyiség közötti összefüggést ábrázoló görbét a gép jelleggörbéjének nevezzük $\left(\Delta P = (f(Q)) \Big|_{n_f = \text{áll.}} \right)$ (Fekete, 1967).

Ventilátor jelleggörbéjének a mérését a Gruber (1978) és Szlivka et al. (2004) ajánlásainak megfelelően végeztem el, és értékeltem ki. A ventilátor jelleggörbe mérő berendezés Szlivka et al. (2004) megfelelően lett kialakítva.

A mérőberendezés leírása

Axiális ventilátor jelleggörbéjének meghatározására alkalmas teljes mérési kialakítás (3.16. ábra) a következő fő részekből áll:

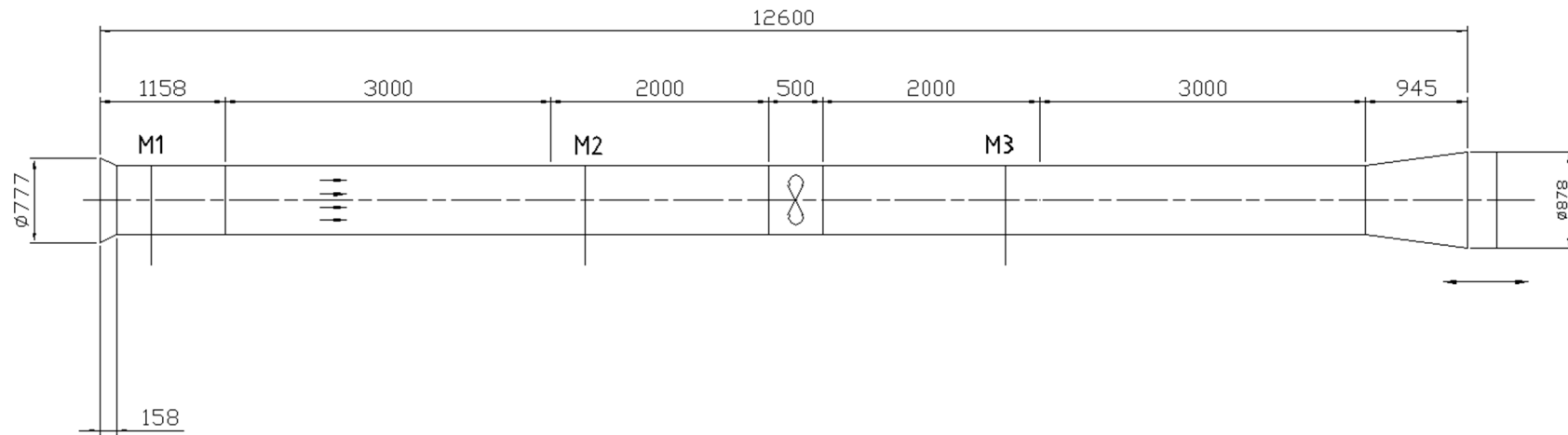
- Ventilátor berendezésből (járókerék, villanymotor, csőburkolat).
- Ventilátor berendezéshez kapcsolódó nyomó illetve szívócsőből.
- Beszívó tölcser, amely a szívócsőhöz kapcsolódik.
- Diffúzor fojtólappal.
- Villanymotorhoz kapcsolt frekvencia váltó a kívánt fordulatszám beállítása végett.

A 3.17. ábra segítségével részletesen jellemzem a berendezés részeit, amellyel $\varnothing 630$ névleges átmérőjű járókereket vizsgálhatunk:

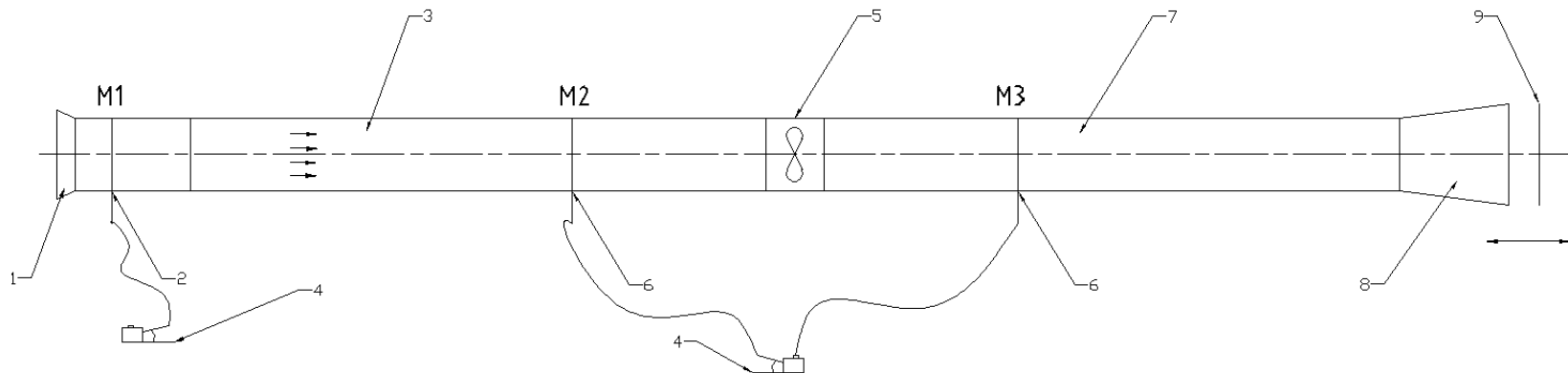
1. Térfogatáram mérésére alkalmas beszívó tölcser.
2. Beszívó tölcseren található nyomásmegcsapolásnál, ΔP_m statikus nyomást mérjük a légkörihez viszonyítva, amiből később térfogatáramot tudunk számolni.
3. Ventilátor berendezés előtti szívócső.
4. Nyomásmérésre szolgáló ferdecsvés mikromanométer.
5. Ventilátor berendezés. Ventilátor csőburkolata a szívó- és a nyomócsőhöz gumitömítésen keresztül csavarral van rögzítve. Így újabb járókerék mérése esetén a járókerék csere könnyen megoldható.
6. Szívó- ill. nyomócsövön található nyomásmegcsapolás. Erre a két nyomásmegcsapolásra kötünk egy ferdecsvés mikromanométert, és így statikus nyomáskülönbséget mérünk.
7. Ventilátor berendezés utáni nyomócső.
8. Diffúzor. Táguló csőtoldalban az áramló közeg sebessége csökken, így a kilépő veszteség is kisebb.
9. Fojtólap. Fojtólap mozgatásával állítjuk be a kívánt mértékű hidraulikus ellenállást (3.15. ábra).



3.15. ábra: Diffúzor fojtólappal



3.16. ábra: A berendezés méretarányos rajza (M2 és M3 nyomásmegcsapolások furatai a járókeréktől 2D távolságban helyezkednek el)



3.17. ábra: Berendezés számmal ellátott részekkel

Térfogatáram mérés

Mennyiségmérést a beszívó tölcser segítségével végeztem el (3.18. ábra) (Füredi et al., 2003). A zavartalan beáramlás érdekében a beszívó tölcseről számított $1.5D$ sugarú gömbön kívül kell lennie minden környező zavaró elemnek.

A térfogatáram értéke:

$$Q = \frac{D_{cső}^2 \pi}{4} (\alpha \varepsilon) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta P_m} \quad (3.25)$$

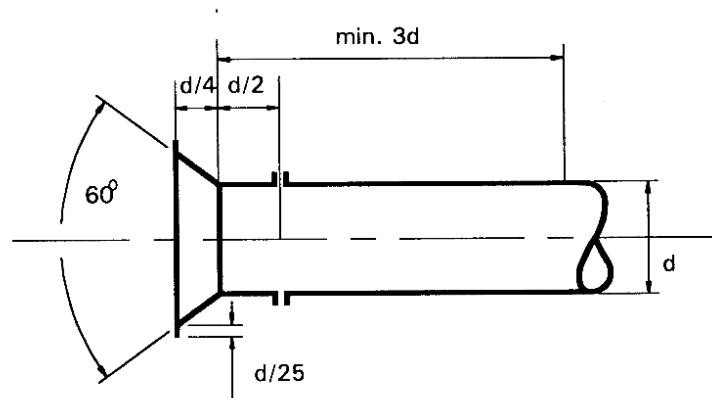
Az Re_d értéket a következőképpen számoljuk:

$$Re_d = \frac{4Q}{\pi D_{cső} v} = (\alpha \varepsilon) \frac{D_{cső}}{v} \sqrt{\frac{2 \Delta P_m}{\rho}} \quad (3.26)$$

A (ΔP_m) a beszívó tölcserén mért statikus nyomásesés, relatív értelemben. Ahol $(\alpha \varepsilon)$ értéke:

$$0,955 \pm 0,02 \quad \text{ha} \quad 2 \cdot 10^5 < Re_d < 3 \cdot 10^5$$

$$0,96 \pm 0,015 \quad \text{ha} \quad Re_d > 3 \cdot 10^5$$



3.18. ábra: Beszívó tölcser (Füredi et al., 2003)

Az Re_d értékét iterációval tudjuk számolni. Mérés kiértékelésnél $(\alpha \varepsilon) = 0,96$ értékkel számoltam.

Mérés kiértékelése

Mérés során a fojtólappal a rendszer hidraulikus ellenállását változtatom. Minden egyes beállított rendszerellenállásnál feljegyzem a beszívó tölcser nyomásesését (ΔP_m), valamint a szívó és nyomóoldal közti statikus nyomáskülönbségeket (ΔP_{st}). Mérés akkor tekinthető befejezettnek, ha az adott motorfordulatszámánál a rendszer ellenállása elérte a végtelent, azaz a fojtólappal a nyomóoldalt teljesen zárom. Beállított rendszerellenállásoknál mért nyomásból kiszámoljuk a térfogatáramot (Q), valamint az így meghatározott térfogatárammal a szívó- ill. nyomóoldal átlagsebességét számolom. Az átlagsebességek ismeretében a dinamikus nyomások meghatározhatóak, így a mért statikus nyomások ismeretében az össznyomás számítható:

$$\Delta P_t = P_{ny} + \frac{\rho}{2} v_{ny}^2 - \left(P_{sz} + \frac{\rho}{2} v_{sz}^2 \right) = (P_{ny} - P_{sz}) + \left(\frac{\rho}{2} v_{ny}^2 - \frac{\rho}{2} v_{sz}^2 \right) \quad (3.27)$$

Az átlagsebességek tehát:

$$v_{ny} = \frac{Q}{A_{ny}} \quad \text{és} \quad v_{sz} = \frac{Q}{A_{sz}} \quad (3.28)$$

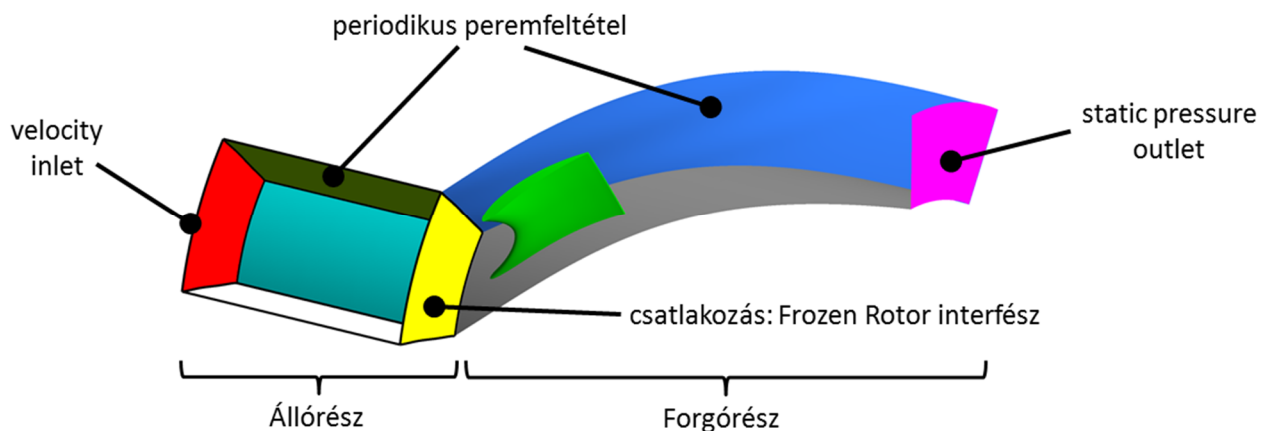
Mivel esetünkben $A_{ny} = A_{sz}$, ezért a sebességek megegyeznek. Statikus nyomásnövekedés, a szívócsonk össznyomásától számolva:

$$\Delta P_{st} = \Delta P_t - \frac{\rho}{2} v_{ny}^2 \quad (3.29)$$

3.6. Lapátrács áramlás számítása numerikus módszerrel

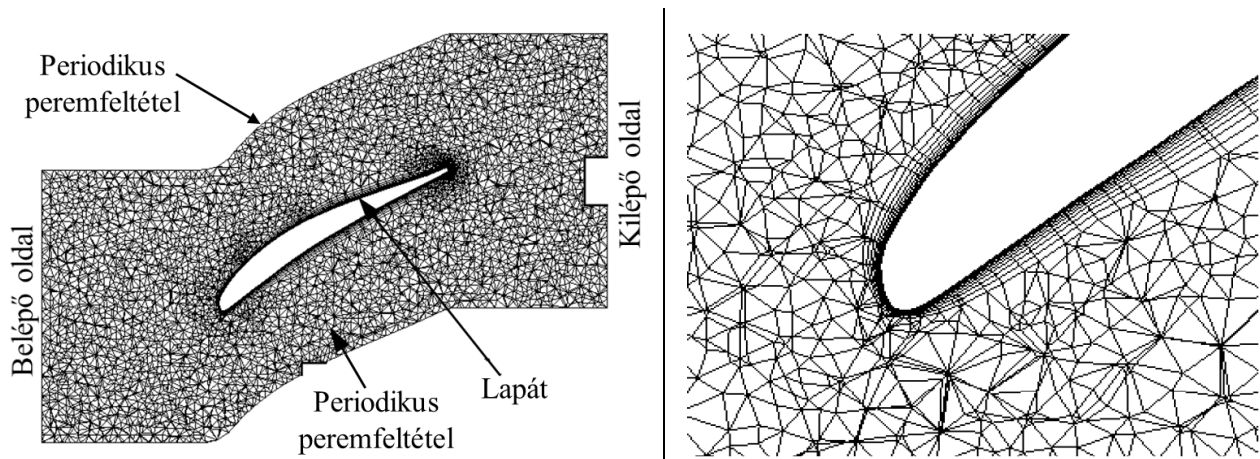
Lapátrács áramlás numerikus modelljét és az eredmények kiértékelését, CFX kereskedelmi programmal készítettem el. A solver a Reynolds-átlagolt 3D Navier-Stokes egyenletet oldja meg a véges térfogatok módszerével. Falközeli cellasűrűséggel összhangban, turbulencia modellnek a hi-Re SST zonális izotrop turbulencia modellt (Ansys corp., 2009b) alkalmaztam, automatikus falkezelés módszerével. Simoes et al. (2009) a CFX program segítségével, a NASA Rotor 37 validációján tesztelte a $k - \varepsilon$, $k - \omega$, és SST turbulencia modelleket. A komplex validációnak az SST modell felett meg a legjobban. Bourgeois et al. (2011) szintén a CFX kód alkalmazásával validált turbulencia modelleket centrifugál kompresszoron, diffúzoron keresztüli kilépéssel. Az SST és az anizotrop RSM-SSG turbulencia modellt találta a legmegbízhatóbbnak. Mivel az RSM-SSG modell számításideje 40%-kal nagyobb, mint az izotrop modelleknek, ezért a szerző az SST modell alkalmazását javasolja. Fontos megemlíteni, hogy a $k - \varepsilon$ modell alkalmazásával a lapátrésben történő leválás és visszafekvés (vena-contracta) jelensége már nem volt kimutatható.

A számítási tartományt a 3.19. ábra szemlélteti az alkalmazott peremfeltételekkel. Állórészről azért tartottam szükségesnek, hogy a rácsba belépő közeg már kifejlett határréteggel rendelkezzen. Az álló- és forgórész csatlakozásánál „frozen rotor” interfészt használtam fel. A peremfeltételek kialakításánál figyelembe vettem Govardhan et al. (2007) beállításait és Ansys corp. (2009a) javaslatait. A szállított közeg „Air” 25°C, összenyomhatatlanság feltételezésével, azaz a sűrűség független a nyomástól és a hőmérséklettől (Ramakrishna, Govardhan, 2009). A lapát kilépőél után a maximális húr hossz háromszorosát hagytam meg a vizsgálati tartományban, azért hogy az örvényeknek legyen tere disszipálódni, az áramvonalak rendeződjenek még a kilépő peremfeltétel előtt. Govardhan et al. (2007) munkájában kb. egy axiális húr hossz vetület- Vad et al. (2007) cikkében 3.5 lapátközép axiális húr vetület a távolság.

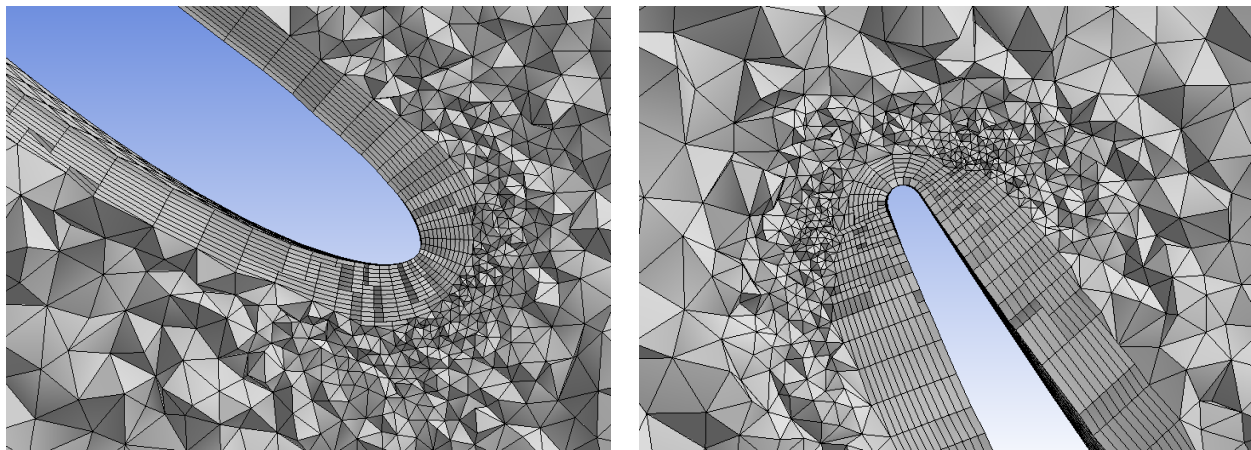


3.19. ábra: Számítási tartomány 3D axonometrikus ábrája (Dan26-SW)

Geometria diskretizálásánál Govardhan et al. (2007)-hez (3.20. ábra) hasonlóan, strukturálatlan tetraéder hálót alkalmaztam (3.21. ábra), fal közelében a határréteg háló prizmatikus.



3.20. ábra: Számítási tartomány peremfeltételekkel és a háló topológia a belépőél környezetében (Govardhan et al., 2007)



3.21. ábra: Háló topológia a belépő- és a kilépőél környezetében (Dan26 középmetset)

A periodikus határoló falaknál a háló felületek kapcsolódása 1:1, ez javítja a konvergenciát és a számítás pontosságát. A dimenziótlant faltávolság $y^+ \leq 150$ a számítási tartomány egészén, így elmondható, hogy a határréteg az univerzális faltörvény (Tu et al., 2008) tartományába esik, azaz a turbulens határréteg felbontásra került. Cellaszám a járókerekek szimulációja során a strukturátlanság miatt 2.7...3 millió db. között oszlik el. Belépő turbulencia intenzitás 1% (Vad, 2007).

3.6.1. Numerikus modell validálása

A numerikus modell validálásához a Bup-26 járókereket vettem alapul. Bevezetem a sugármetszeten átlagolt lokális axiális mennyiségi számot:

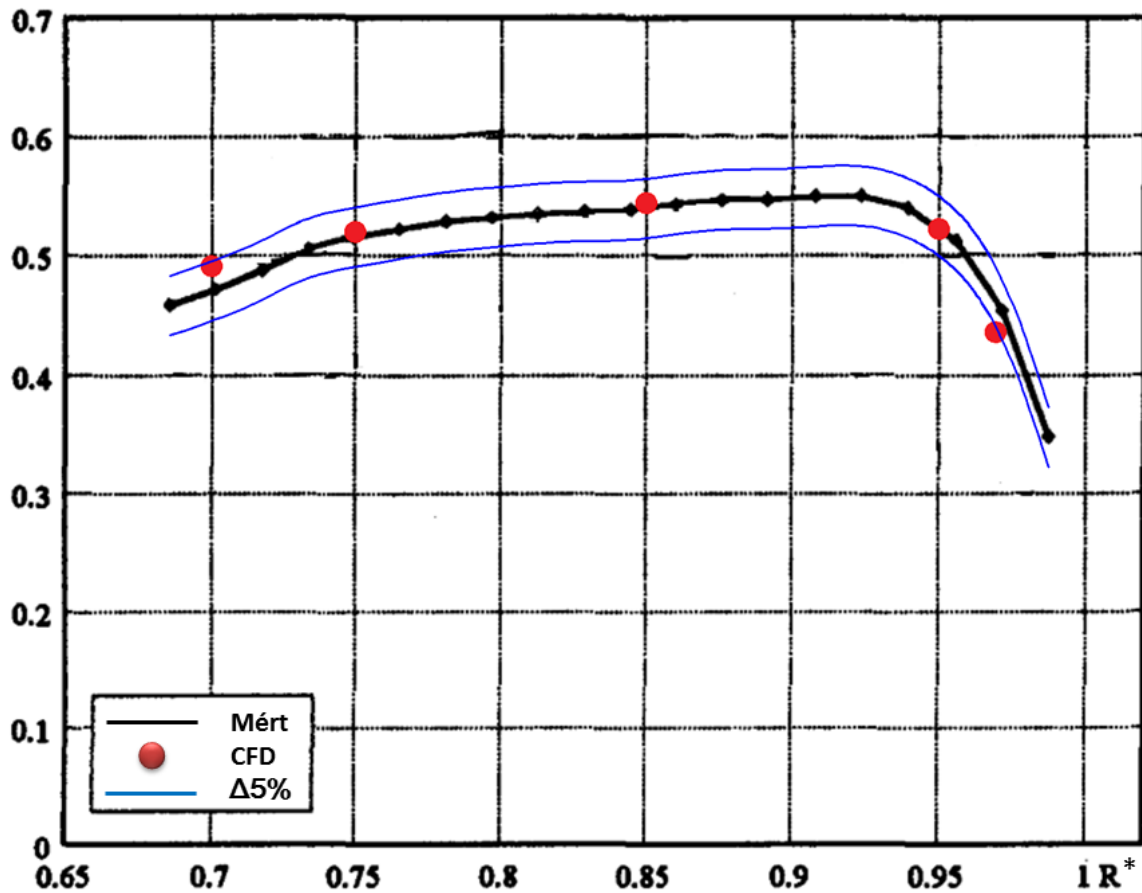
$$\varphi_3(R^*)_{CFD} = \frac{v_{3ax}(R^*)_{CFD}}{u_a} \quad (3.30)$$

Ahol $R^* = r/r_a$ dimenziótlant sugár. Kiértékelésnél a kilépő axiális mennyiségi számot öt diszkrét pontra számoltam sugár mentén, értékeket a 3.9. táblázatban foglaltam össze.

3.9. táblázat: Lokális axiális mennyiségi szám $\varphi_3(R^*)_{CFD}$

$\varphi_3(0.70)_{CFD}$	=	0.4912
$\varphi_3(0.75)_{CFD}$	=	0.5203
$\varphi_3(0.80)_{CFD}$	=	0.5440
$\varphi_3(0.95)_{CFD}$	=	0.5221
$\varphi_3(0.97)_{CFD}$	=	0.4173

A 3.22. ábra a mért axiális mennyiségi számot ábrázolja, kék színű vonal a $\pm 5\%$ hibasávot szemlélteti. A mérés és a kiértékelés a lapát mögötti síkban, lapátó metszettől 4mm-re történt (Vad, Bencze, 1998). A piros színű pontok a szimulációból nyert értékeket ábrázolják. Megállapítható, hogy a szimulációból nyert eredmények a méréssel hibahatáron belül egyeznek, ez alól az utolsó ($R^* = 0.97$) pont kivétel, az eltérés itt kb. 6...7%, ez a megnövekedett hiba a falközelséggel illetve a lapátprés miatti megnövekedett turbulenciával magyarázható.



3.22. ábra: A Bup-26 lapátózás mögött mért és szimulált lokális axiális mennyiségi szám (Vad, Bencze, 1998)

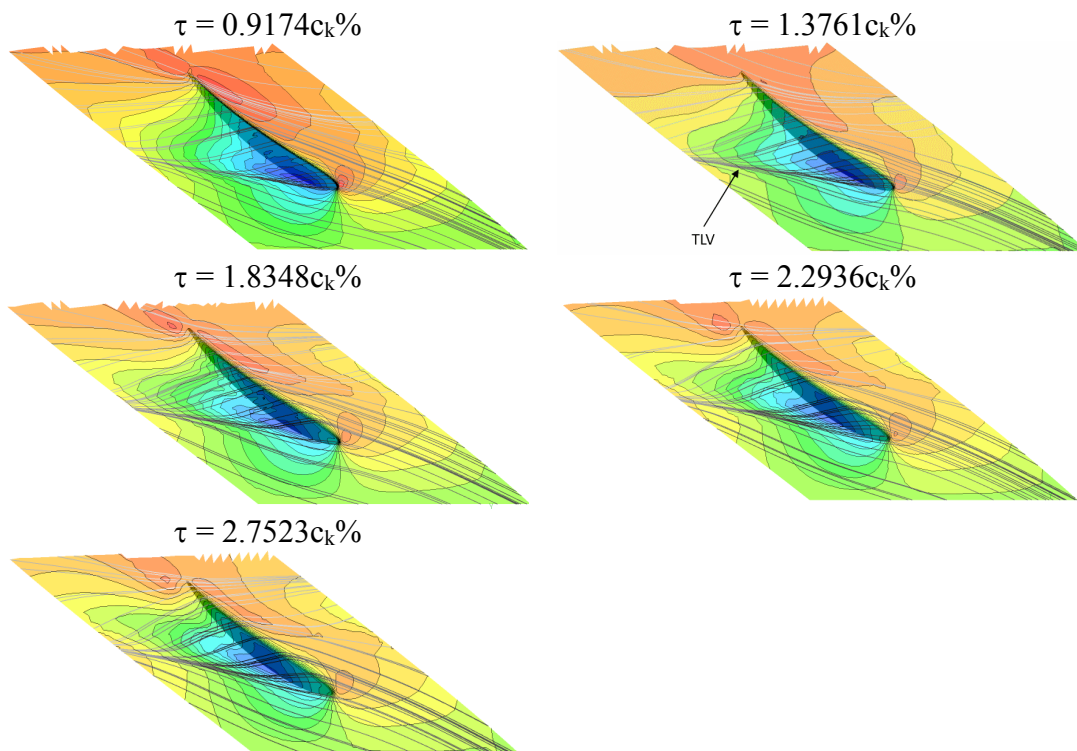
4. EREDMÉNYEK

Ebben a fejezetben ismertetem a változó cirkuláció módszerével (CVD) állandó húrra és konstans diffúzió számra tervezett egyenes felfűzési vonalú járókerék (STR) résméret vizsgálatát, majd részletesen összehasonlítom a Számítási Modellel szerkesztett nyilazott lapátózással (SW). Az utolsó alfejezet, a síklemez lapátos járókerék jellegű vizsgálatát mutatja be.

4.1. Állandó húrra és konstans diffúzió számra tervezett járókerék lapátrés vizsgálata

A fejezetben, numerikus (3D CFD) módszerrel vizsgálom a CVD tervezésű, sugár mentén konstans tervezési diffúzió számmal és húrhosszal rendelkező Dan26-STR járókereket, eltérő résméretűk esetén. A vizsgált járókerék résméret (τ) sorozat, a lapátközép húrhosszal (c_k) dimenziótlanítva és százalékban kifejezve: $0.9174c_k\%$ (1.0 mm), $1.3761c_k\%$ (1.5 mm), $1.8348c_k\%$ (2.0 mm), $2.2936c_k\%$ (2.5 mm), $2.7523c_k\%$ (3.0 mm).

Megállapítom, hogy a referencia járókeréken vizsgált összes résméret mellett a lapátrés örvény kialakult. A 4.1 ábrán látható, hogy a résből kilépő áramvonalak egymásba csavarodnak, ez a tulajdonság a résörvény (TLV) következménye. Az összes vizsgált lapátrésre teljesült Chen-feltétele (2.1), azaz a réssebesség létrejöttében, a csőfal határreteg relatív mozgásnak nincs befolyásoló szerepe.



4.1. ábra: Áramvonalak szemléltetése a lapátrés középmagasságában

4.1.1. Lapátrés átfolyási tényező számítása

Az átfolyási tényező (C_n) kifejezi valamely keresztmetszet szűkületen átfolyó valóságos és ideális (tervezési) közegmennyiség hányadosát (Janna, 2010). A vizsgált résméretűk esetén a lokális sebesség sehol sem lépte át a 60 m/s-ot a résben. Ezért 20°C környezeti hőmérséklet feltételezésével $Ma \ll 0.3$. Az áramlást így összenyomhatatlannak tekintem, ezért az átfolyási szám értékét a térfogatárammal határozom meg Yaras és Sjolander (1992) szerint.

A résben fellépő áramlási veszteséget elhanyagolva, a résen átlépő, helyi normál sebesség komponens, a Bernoulli-egyenletből:

$$w_{N,2D} = \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{ps,2D} - p_{ss,2D})} \quad (4.1)$$

A számításhoz szükséges ideális nyomáseloszlást, a lapátprofil mentén, a végtelenített, profilvesztéssel terhelt 2D lineáris rács numerikus modell segítségével határozom meg (M3 melléklet).

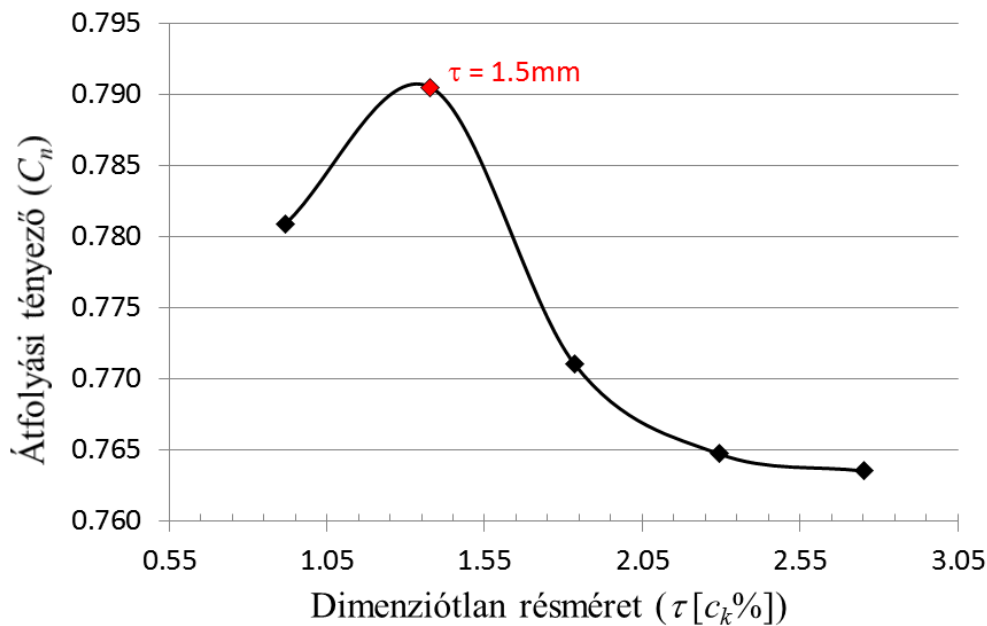
Az ideális réssebesség átlaga:

$$\bar{w}_{N,2D} = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \int_0^1 (p_{ps,2D} - p_{ss,2D})^{0.5} dx' \quad (4.2)$$

Ahol ($x' = x/c$) a futó koordináta. Az átfolyási tényező, a 3D valós járókerék lapátrés közegmennyiség és az ideális hányadosa:

$$C_n = \frac{\bar{w}_N}{\bar{w}_{N,2D}} \quad (4.3)$$

Az átfolyási tényező értékeit a 4.2. ábra szemlélteti. Az átfolyási szám $\tau = 1.3761c_k\%$ résméret esetén maximális. Ebből arra lehet következtetni, hogy a résben a súrlódási veszteség itt a legkisebb, továbbá a résből kilépő átlagebesség itt veszi fel a maximális értéket.



4.2. ábra: Átfolyási tényező a résméret függvényében

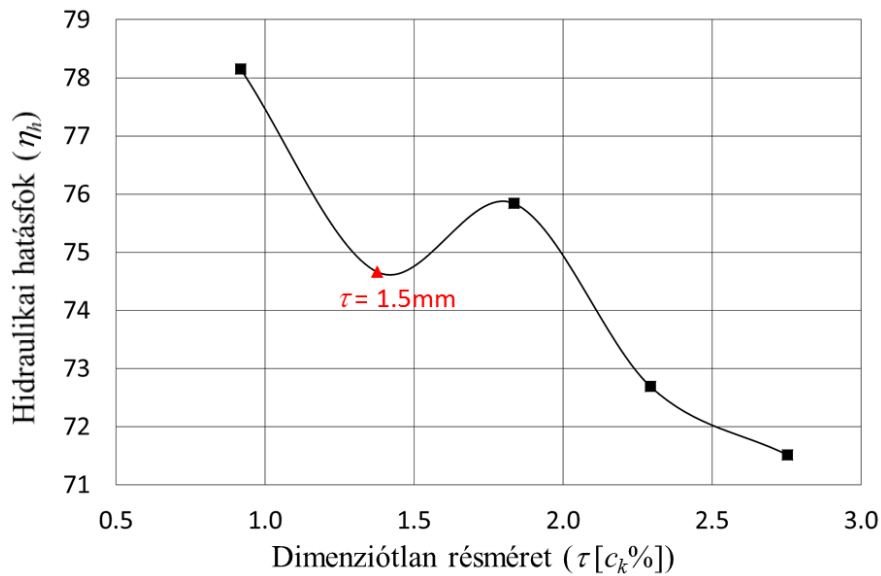
További vizsgálataimnál, figyelmet fordítok a $\tau = 1.3761c_k\%$ (1.5mm) résmérethez kapcsolódó áramlástanai tulajdonságok felderítésére.

4.1.2. A járókerék hidraulikai hatásfoka

A járókerék hidraulikai hatásfoka alatt a 3D szimuláció- és a tervezési nyomásszám hányadosát értem:

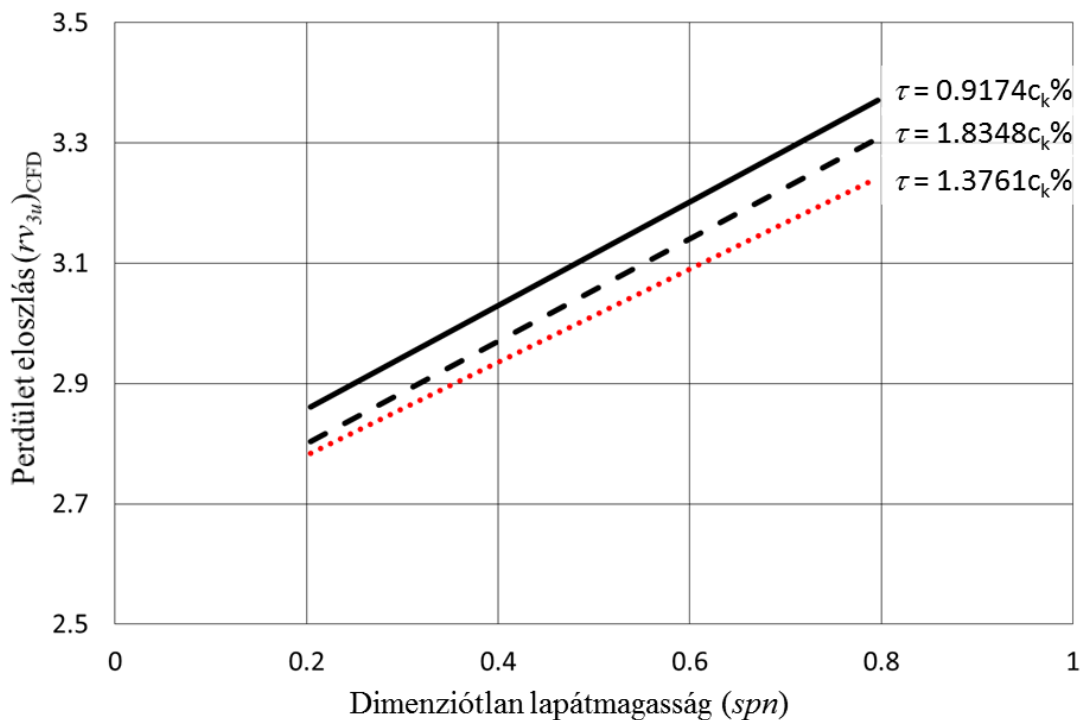
$$\eta_h = \frac{(\Delta P_t)_{CFD}}{\Delta P_t} 100 = \frac{\psi_{CFD}}{\psi} 100 \quad (4.4)$$

A 4.3. ábrán látható hogy a hidraulikai hatásfok a legkisebb résméret esetén a maximális. Lokális minimum állapítható meg $\tau = 1.3761c_k\%$ résméret esetén.



4.3. ábra: Hidraulikai hatásfok a résméret függvényében

A hidraulikai hatásfokkal összhangban alakul a perdület eloszlás is a $\tau = 1.3761c_k\%$ (1.5mm) résméret környezetében (4.4. ábra).



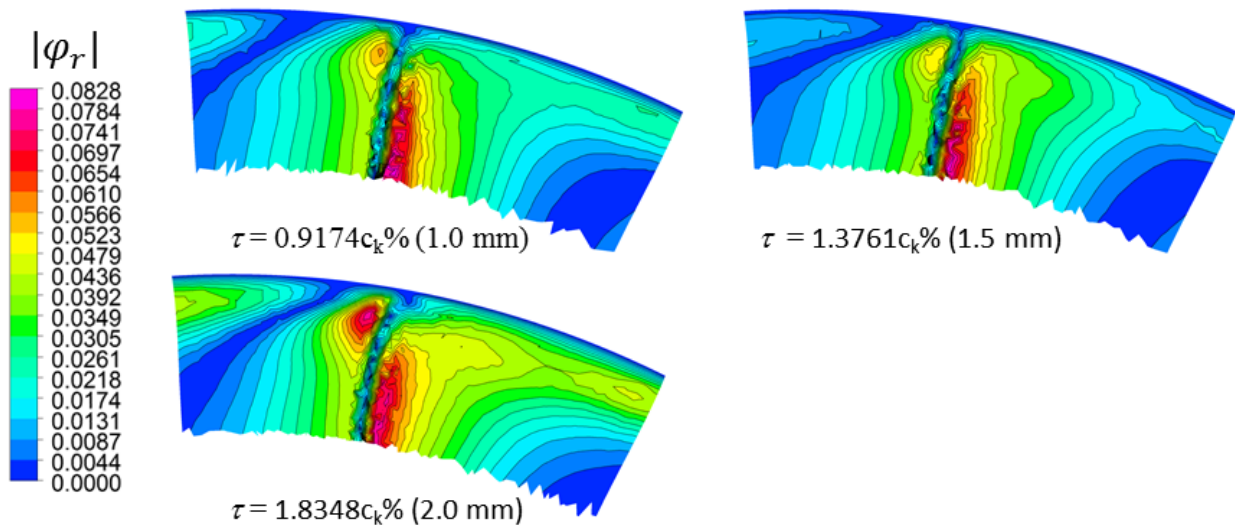
4.4. ábra: Perdület eloszlás a határoló falaktól távol

4.1.3. Radiális sebesség eloszlás vizsgálata

A radiális sebesség komponens, az örvényes jelenségek és a határreteg közeg kicentrifugálódása következtében alakul ki. Ennek jellemzésére bevezetem a radiális sebesség tényező abszolút értékét:

$$|\varphi_r| = \frac{|w_r(r, \theta)|}{u_a} \quad (4.5)$$

A 4.5. ábra a $\tau = 1.3761c_k\%$ (1.5mm) résméret és szomszédos résméreték radiális sebesség tényezőjét szemlélteti, a kilépőél mögött axiális normálisú síkban.



4.5. ábra: Radiális sebesség tényező abszolút értéke ($spn > 0.5$)

A 4.5. ábra alapján megállapítom, hogy a $1.3761c_k\%$ (1.5 mm) résméret esetén, a kilépőél-áramlási nyom környezetén kívül, a radiális sebesség mérsékeltőbb, mint a szomszédos résméreték radiális sebesség eloszlása. A mérsékelt radiális áramlás alapján arra tudok következtetni, hogy a lapátrés örvény (TLV) energiavesztesége nagyobb. Az örvény disszipációt a lapátcsatorna árammal- és a csőfal határréteggel történő kölcsönhatás eredményezi.

4.1.4. A 3D áramlás jellemzése átlagolt paraméterekkel

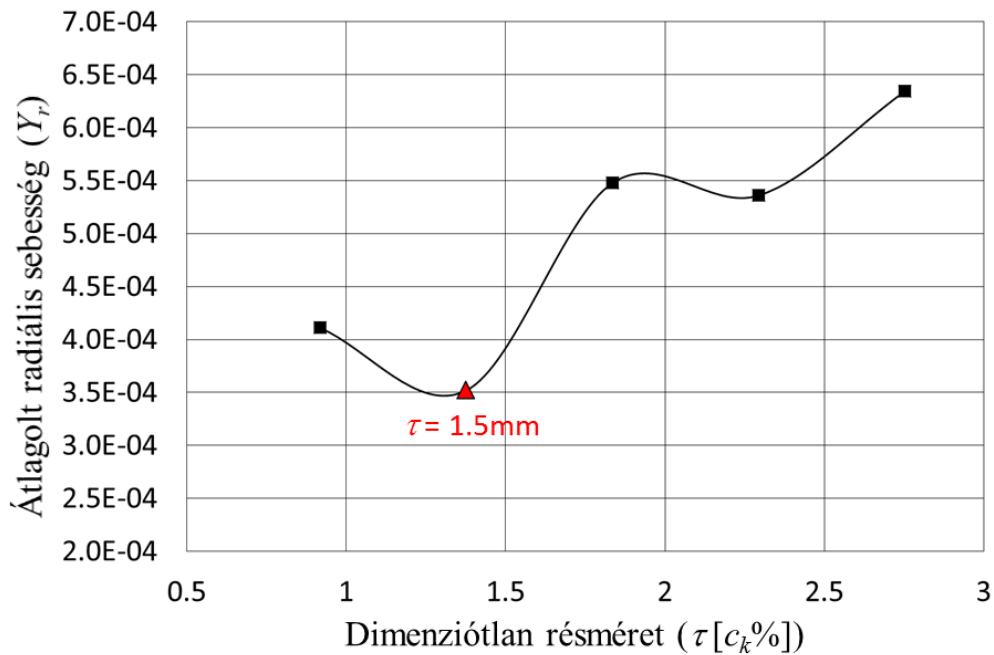
Forgó körrács esetén, a tervezési $q3D$ sebességtértől (3.1. ábra) való eltérést a szekunder sebesség bevezetésével fejezem ki. Szekunder sebesség radiális komponensből (w_r) és egy a tervezési 2D síkban értelmezett (w_3)-ra merőleges komponensből (w_{sb2b}) áll:

$$\mathbf{w}_s = \mathbf{w}_r + \mathbf{w}_{sb2b} \quad (4.6)$$

A sebesség komponensek kiértékelése, a lapátő metszet kilépő éle mögött ($1.835c_k\%$) történik. A lapátmagasságon átlagolt radiális sebesség komponens tényezője:

$$Y_r = \frac{(\rho/2) \int \overline{|w_r|^2} d(sp_n)}{(\rho/2) u_a^2} \quad (4.7)$$

Ahol $(sp_n = (r - r_i)(r_a - r_i)^{-1})$ a futó koordináta. A $(\overline{|w_r|})$ mennyiség az adott sugáron vett radiális sebesség komponensek abszolút értékeinek az átlaga. Adott lapátrés méretnél az (Y_r) értékeket a 4.6. ábra szemlélteti. Látható, hogy a legnagyobb réssebességet (4.2. ábra) és a lokális hidraulikai hatásfokot minimumot (4.3. ábra) adó résméretnél ($\tau = 1.3761c_k\%$) kapjuk a legkisebb radiális átlagsebességet. Ez összhangban van a 4.5. ábrával.

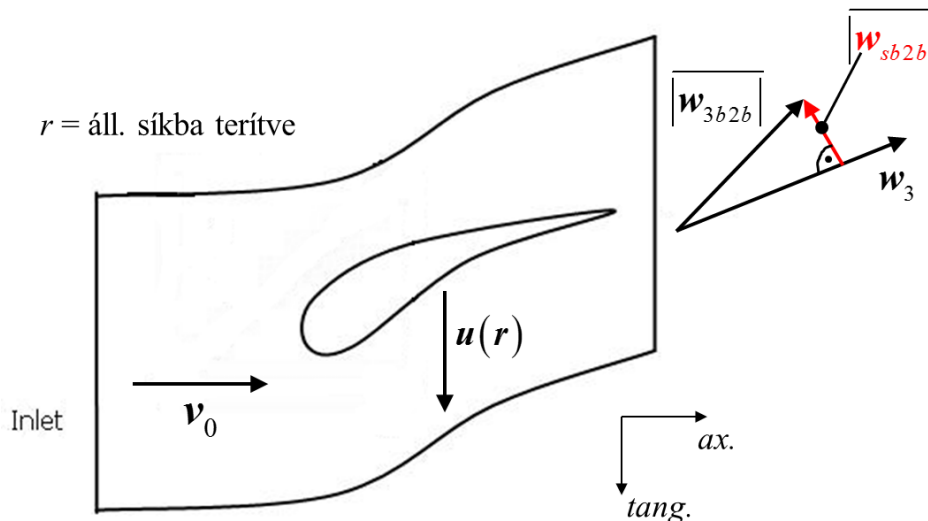


4.6. ábra: Lapátmagasság mentén átlagolt radiális sebesség komponens

A tervezési síkban, a szekunder sebesség komponens tényezője:

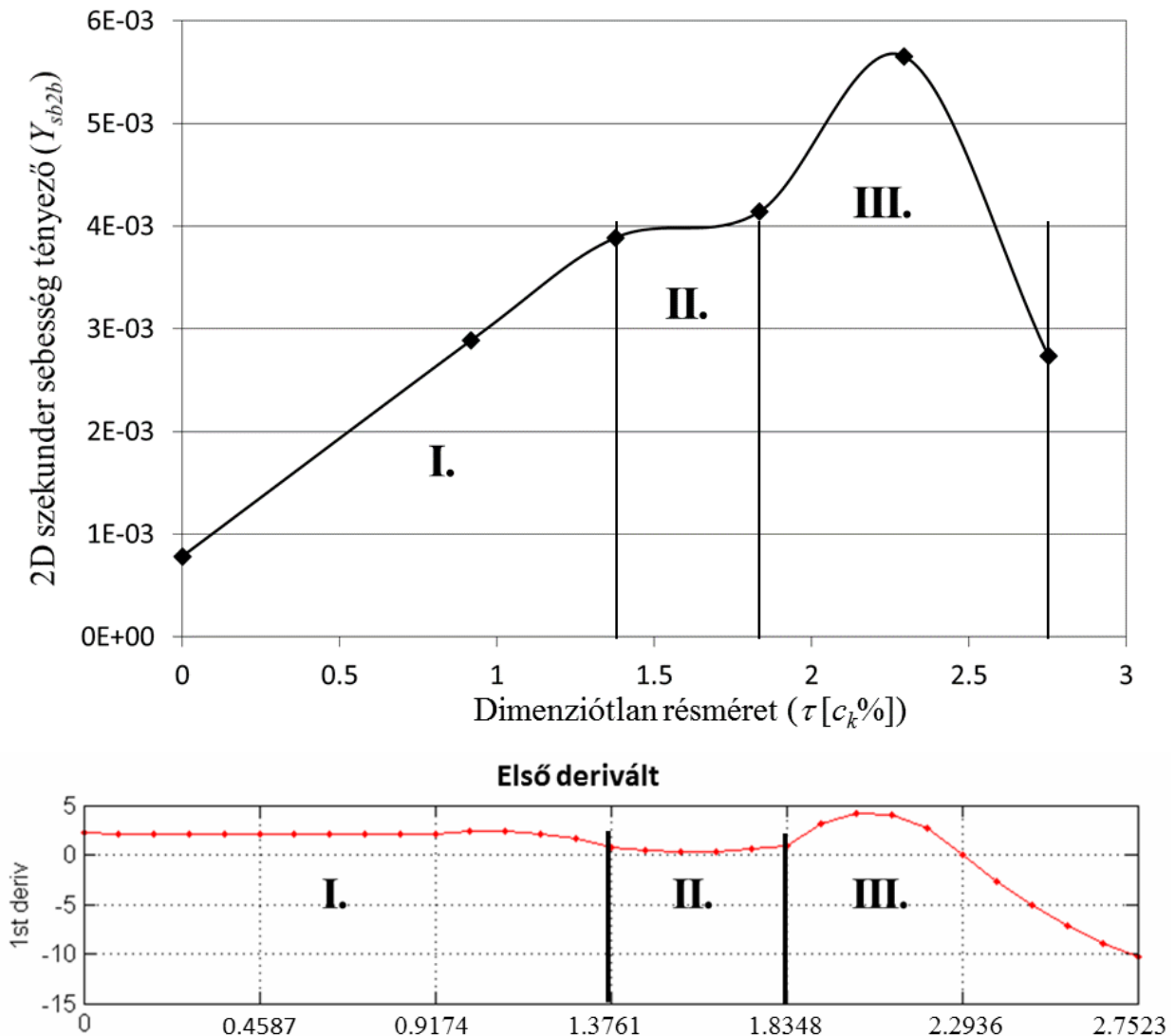
$$Y_{sb2b} = \frac{(\rho/2) \int_0^1 \overline{|w_{sb2b}|^2} d(sp_n)}{(\rho/2) u_a^2} \quad (4.8)$$

A tervezési, kilépő relatív sebességre merőleges szekunder komponens (w_{sb2b} , (4.6)), a következőképpen értelmezem (4.7. ábra) adott sugarú síkba terített rácsmetszeten:



4.7. ábra: A 3D sebességtér, 2D tervezési síkon vett átlag vetületi komponens ($\overline{|w_{sb2b}|}$) eltérése a tervezési sebességtől (w_3)

A 4.7. ábrán a súrlódásos áramlás 2D vetületi komponensét ($\overline{|w_{sb2b}|}$), az adott sugaron számolt (w_3)-ra merőleges sebesség komponensek abszolút értékének az átlagaként értelmezem. A szekunder sebesség tényező változását a lapátrés függvényében a 4.8. ábra szemlélteti.

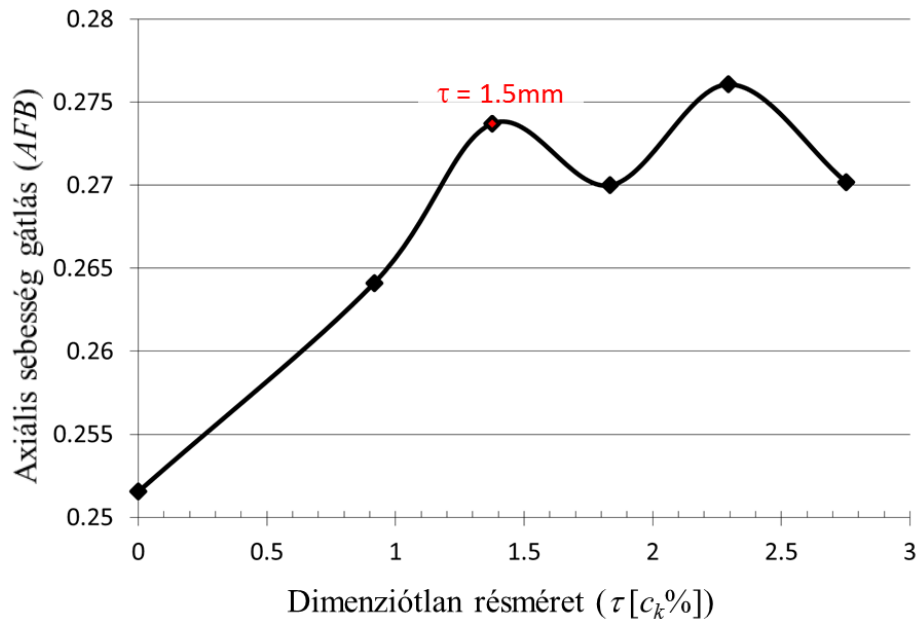


4.8. ábra: Tervezési síkban átlagolt szekunder sebesség tényező és deriváltja a dimenziótlan résméret függvényében

A szekunder sebesség tényező három jellegzetes tartományra bontható fel (4.8. ábra). Az I. a lineáris szakasz, amely $1.3761c_k\%$ résméretig terjed. A II. a konstans szakasz, ez $1.8348c_k\%$ -ig terjed. Az utolsó (III.) tartományt egy konkáv függvény írja le. A deriváltak, a függvénytan szabályai szerint ezzel összhangban alakultak. A korábban szélsőértékeket adó $1.3761c_k\%$ (1.5mm) résméret itt a lineáris és a konstans szakasz határán fekszik. A 2D szekunder sebesség komponens csúcsértéke $2.2936c_k\%$ (2.5mm) résméretnél adódik. A 0-résméret esetén a csőfal a rotorral együtt futott a szimuláció során.

4.1.5. Sebességtér gátlás vizsgálata

Az axiális sebességtér gátlás tényezőjét az M4 melléklet szerint számoltam. A 4.9. ábra alapján megállapítom, hogy lokális maximuma van a $\tau = 1.3761c_k\%$ (1.5mm) résméretnek.



4.9. ábra: Axiális sebesség gátlás (AFB)

Mivel az axiális sebesség gátlásnak lokális maximuma van (4.9. ábra), így itt fajlagosan kisebb hasznos átáramlási keresztmetszet adódik, azaz a folytonosság miatt itt megnő az axiális sebesség komponens. Ha ehhez még figyelembe veszem, hogy a radiális sebesség itt globális minimummal rendelkezik (4.6. ábra) összhangban 4.5. ábrával, akkor a határoló falaktól távol lecsökken a tangenciális sebesség (\sim perdület, rv_{3u}) értéke, így az össznyomás növekedés is kisebb lesz. Az észrevételemmel összhangban alakulnak a szimulált perdület (4.4. ábra) és hidraulikai hatásfok (4.3. ábra) is.

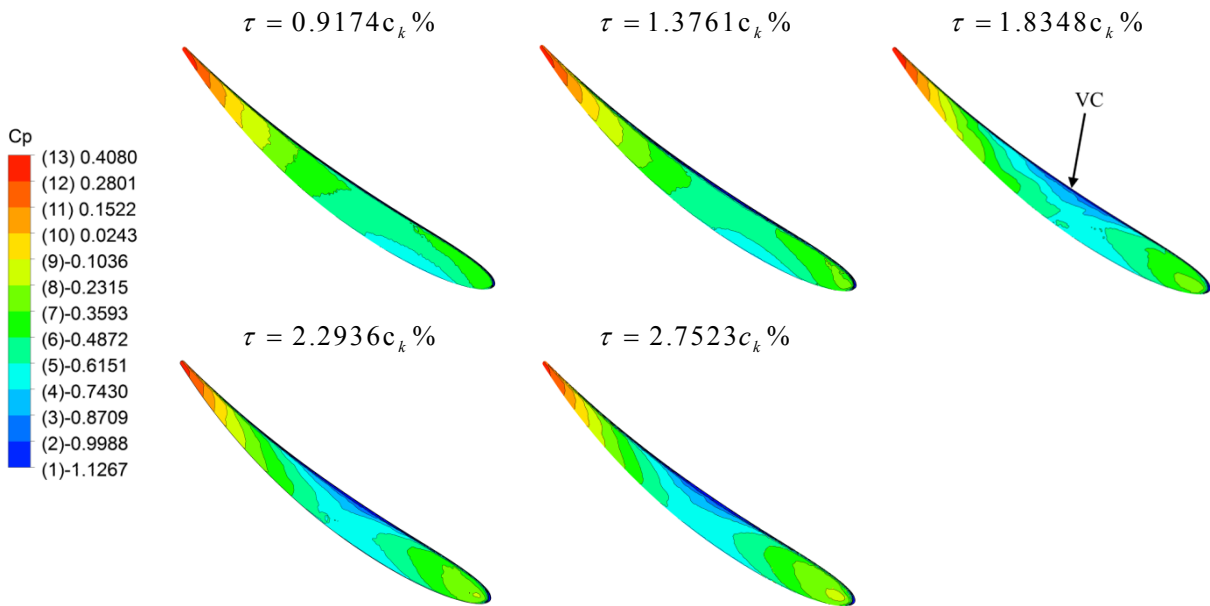
4.1.6. Statikus nyomás eloszlása a lapátvégen

A (statikus) nyomástényező képzésénél (Janna, 2010) a járókerék előtti átlagnyomás (p_0) értékéhez viszonyítok, és dimenziótlánítok a lapátvég kerületi sebességével számolt dinamikus nyomással:

$$C_p = \frac{p - p_0}{0.5\rho u_a^2} \quad (4.9)$$

A lapátvég nyomástényező eloszlását a 4.10. ábra szemlélteti. A $\tau \leq 1.3761c_k \%$ tartományban a lapátközéptől a kilépő élig az izobár vonalak a vázvonatra merőlegesek. A szakirodalom kutatásom alapján, ebben az esetben a résáramlás létrejöttében, a nyomás gradiens a domináns (Yamamoto, 1989). A $\tau > 1.3761c_k \%$ tartományban ugyanakkor az izobárok a kilépőél felé is görbültek, így itt a tehetetlenség (súrlódás) befolyásolja a résáramlást.

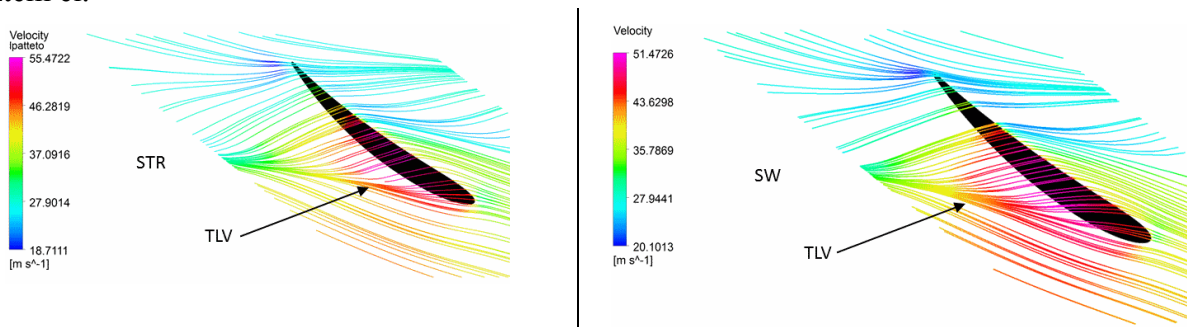
A $\tau \geq 1.8348c_k \%$ résméret tartományban, a nyomott oldalon belépő közeg nyomása hirtelen lecsökken, az átáramlási keresztmetszet szűkülés (vena contracta: VC) következtében. A keresztmetszet szűkülés, a nyomott oldali lapát élén fellépő és az áramlás irányában kiterjedt leválás miatt jött létre (Ramakrishna, Govardhan, 2010). A $\tau = 1.3761c_k \%$ (1.5mm) résméret esetén, a vena-contracta jelensége még nem alakult ki (4.10. ábra).



4.10. ábra Statikus nyomástényező (C_p) eloszlás a lapátvégén

4.2. A tervezési lokális diffúzió szám előírásán alapuló nyilazott lapátosítású járókerék numerikus vizsgálata

Az alfejezet a CVD tervezésű, kiindulási (referencia) járókereket hasonlítja össze a nyilazott lapátosítással. Az egyenes lapátosítású referencia járókereket (Dan26-STR: STR) konstans húr- és állandó diffúzió számra terveztem a változó cirkuláció módszerével, a 3.2. alfejezet szerint. A nyilazott lapátosítás (Dan26-SW: SW) tervezésénél (3.3. alfejezet) a referencia járókereket vettem alapul. Szerkesztésnél a lapáttő és lapátvég metszetein kisebb tervezési diffúzió számot írok elő. A kisebb tervezési diffúzió szám nagyobb húr hosszakat eredményez, ami lehetővé teszi a nyilazott felfűzést (3.9. ábra). A lapátrés méret mindkét járókeréknél $1.8348c_k\%$ (2mm), a lapátközép húr hosszal dimenziótlánítva. Az összehasonlító vizsgálatot a tervezési közegmennyiség mellett végeztem el.

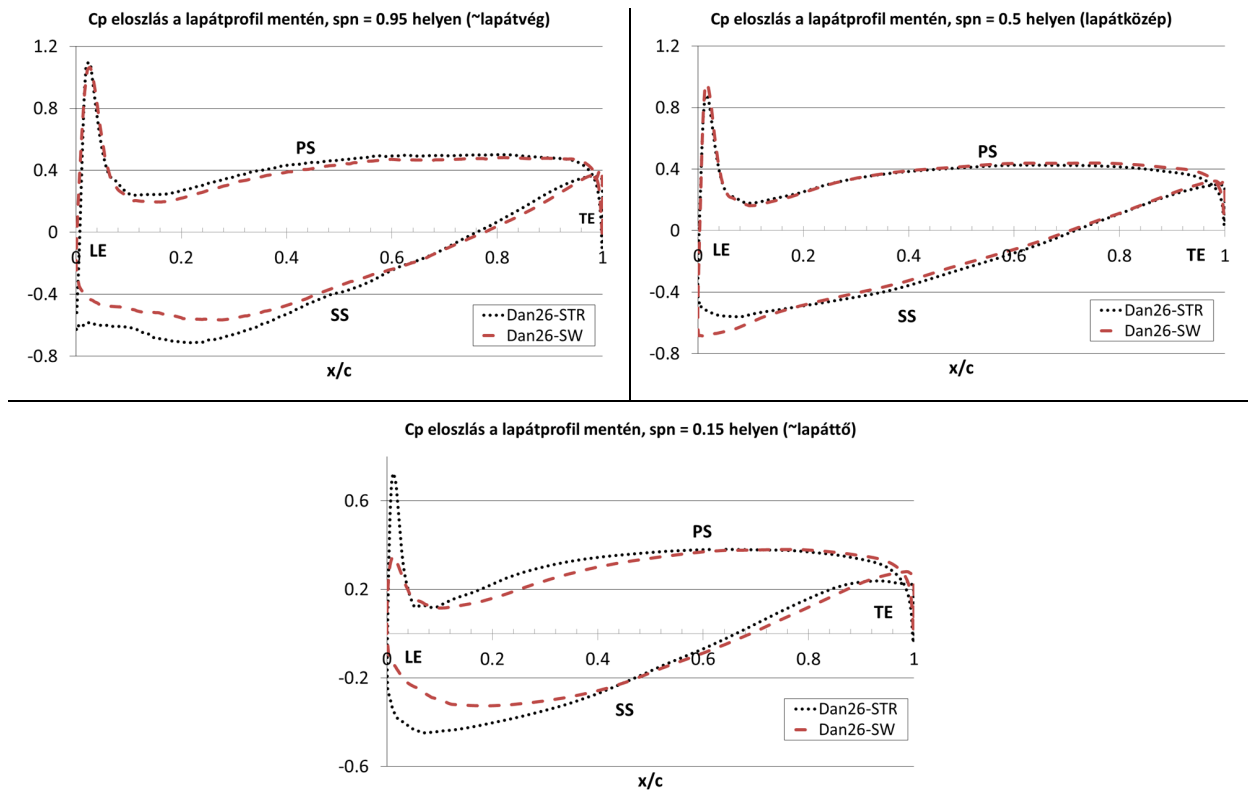


4.11. ábra: Áramvonalak szemléltetése a lapátrés középmagasságában ($\tau = 1.8348c_k\%$)

A 4.11. ábrán látható, hogy lapátrésből kilépő áramvonalak, a referencia és a nyilazott lapát esetén, egyaránt egymásba felcsavarodnak. Ebből arra lehet következtetni, hogy a részörvény (TLV) mindkét lapátosítás esetén kialakul.

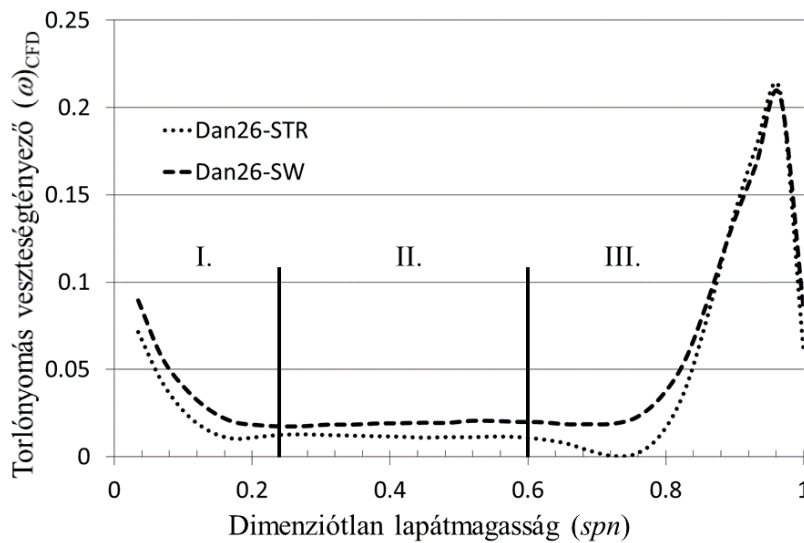
4.2.1. Nyomáseloszlás a lapátprofil mentén, torlónyomás veszteség

A profil mentén a nyomáseloszlást a dimenziótlan statikus nyomástényező (4.9) segítségével szemléltetem (4.12. ábra).

4.12. ábra: Lapátprofil nyomáseloszlás (C_p) ábrák

A lapátközép metszeten a szívott oldali depresszió csúcs a nyílazott járókerék esetén nagyobb. Szakirodalom alapján ez a megnövekedett állásszöggel ($+\Delta i$) magyarázható (Dixon, Hall, 2014). A lapátvégek (+)SW következménye, a szakirodalom szerint, hogy ezeknél a metszeteknél a lokális sebesség nagyobb, így a folytonosság következtében a középmetsetekre kisebb sebesség (v_0) adódik, ez megnövekedett állásszöget eredményez.

A nagyobb depressziócsúcs másik következménye, hogy megnő a szívott oldali nyomás gradiens, ennek következtében a lapátvégtől távol a referencia állapothoz képest nagyobb, az együttforgó rendszerben értelmezett, torlónyomás veszteség (4.13. ábra, II.).

4.13. ábra: Torlónyomás veszteségtényező (ω) a lapátmagasság mentén

A lapáttónél és a lapátvégen depresszió csúcs csökkenés figyelhető meg a húr 40%-áig (4.12. ábra). A laposabb szívott oldali nyomásgörbe nyomás gradiens csökkenést eredményez (2.18. ábra analógiájára), amely a határreteg leválására kedvezőtlenül hat (Lajos, 2004). Ez a már említett,

sebesség növekedés és így az állásszög csökkenés ($-\Delta i$) következménye. Tapasztalatom szerint ez a jelenség a Számítási Modellre is érvényes.

A mérsékelt szívott oldali nyomás gradiens kialakulásának másik oka, a tudatosan választott kisebb tervezési diffúzió szám (DF) következménye, (2.4) alapján:

$$DF \sim DF_{loc} = 1 - \frac{W_3}{W_{max,free}} \Rightarrow DF \downarrow \therefore w_{max,free} \downarrow \quad (4.10)$$

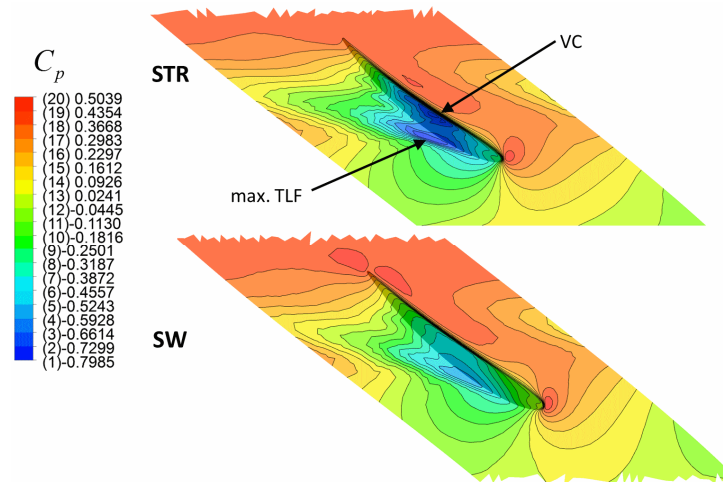
Így azonos sebességi háromszög esetén, a kisebb diffúzió szám kisebb szívott oldali sebesség csúcsot ($w_{max,free}$) eredményez. Mert a sűrűlódás elhanyagolásával, a relatív rendszerben:

$$p_{00} \approx p_t = p + \frac{\rho}{2} w_{max,free}^2 \approx all. \Rightarrow w_{max,free} \downarrow \therefore p \uparrow \quad (4.11)$$

Ahol (p_t) a lokális torlónyomás. A lapátő tartományban (4.13. ábra, I.), a nyílazott járókeréknek nagyobb a vesztesége, amiben a nagyobb húr hossz okozta falsűrűlódás veszteség többlet is közrejátszik. A lapátvég tartományban (4.13. ábra, III.) a torlónyomás veszteségek szinte átfedik egymást. Figyelembe kell venni, hogy az SW tényleges húr hossz, a csőfal lekerekítés miatt a névlegesnél némileg kisebb. Így a falsűrűlódás okozta veszteség is mérséklődik. A I. és a III. tartomány 3D sűrűlódásos jelenségekkel erősen terhelt, így az SW lapátózás jóság megítélésére további részletes vizsgálatok szükségesek.

4.2.2. Nyomáseloszlás a lapátrés környezetében

A nyomástényező eloszlást, a lapátvég és a csőfal közötti távolság felénél vettem fel (4.14. ábra).



4.14. ábra: Nyomástényező eloszlás a lapátrés méret közértávolság mentén

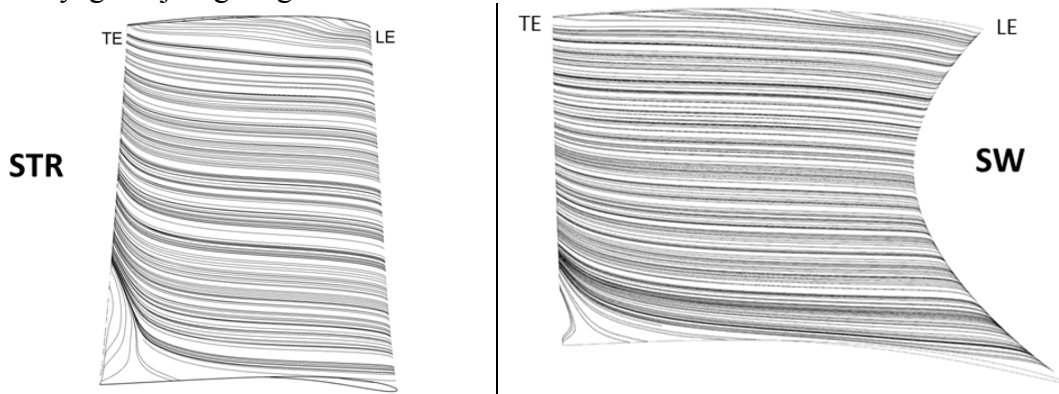
Látható, hogy a legnagyobb réssebesség a depresszió csúcs környezetében alakul ki. Szembetűnő, hogy az STR lapátózás esetén, a szívott oldalon, a csúcsdepresszió nagyobb, ennek következtében a kilépő levegősugár csúcssebessége is nagyobb. A nyílazott lapát esetén a résből kilépő közeg sebessége kisebb, ez a lapátprofil szívott oldalán kiterjedt depresszió csökkenéssel magyarázható (4.12. ábra). Ezzel összhangban alakulnak az átlag réssebességek is, a referencia járókerék esetén $27.05 m/s$ a nyílazott lapát esetén $24.4 m/s$. A mérsékelt depresszió a (+)SW és a kisebb tervezési diffúzió szám következménye, a (4.10) és (4.11) szerint.

Az STR lapát nyomott oldala mentén, a lapát fölött megfigyelhető depresszió csúcs. Ez a lapát élen történő leválás (vena-contracta) következménye. A leválás okozta keresztmetszet csökkenés eredménye a nagyobb sebesség, amely (4.9) értelmében lokális statikus nyomásesést eredményez.

A lapátközép síkon az izobár vonalak eloszlása alapján megállapítom, hogy a nyilazott lapátózás esetén a kilépő levegősugár sebessége („jet flow”) kisebb, mint a referencia keréké. Ezzel összhangban alakulnak az átlag résebességek is, nyilazott lapát esetén 24.4 m/s , a referencia lapátózásnál 27.05 m/s . Látható, hogy a nyilazott lapát esetén a vena-contracta nem alakult ki a lapátrésben, ami a súrlódás mérsékeltebb hatására utal. Ezek a kedvező áramlás tulajdonságok a lapátrésben, a kisebb tervezési diffúziószám következményei. Kisebb diffúzió szám a lapátrprofil szívott oldali depresszió csúcsot mérsékeli, ennek köszönhetően a nyomáslefutás laposabb (4.12. ábra). Így a lapátherhelés, azaz a résben a szívott és a nyomott oldal nyomáskülönbsége csökken, ami így mérsékelt nyomásgradienst eredményez a résben. A fentiekkel összhangban, a nyilazott lapát kisebb áramlási veszteségét igazolja a lapátrésben a nagyobb átfolyási szám. Nyilazott lapátnál $(C_n)_{SW} = 0.7884$, egyenes lapátnál $(C_n)_{STR} = 0.771$.

4.2.3. Áramvonalak vizsgálata a felület mentén

Felületi áramvonalak vizsgálatával segítségével, a határréteg mozgás és leválás nyomon követhető. A 4.15. ábra a szívott oldali áramvonal eloszlást szemlélteti. Szívott oldali áramlás diffúzoros, ezért vizsgálata lényeges a jóság megítéléséhez.



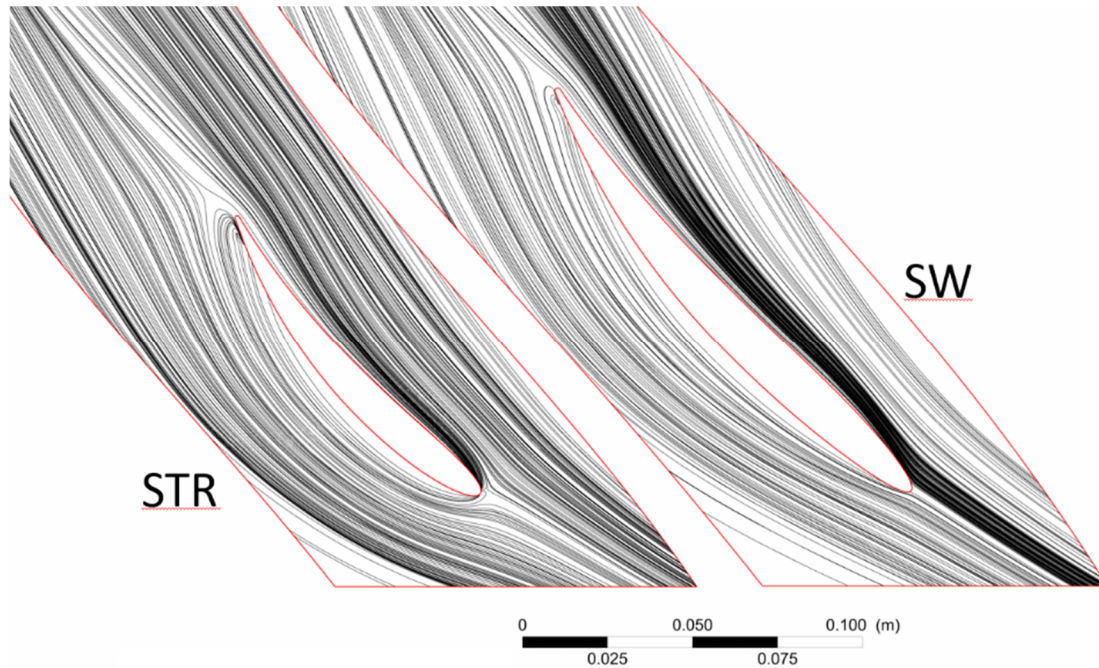
4.15. ábra: Áramvonal eloszlás a lapát szívott oldala mentén

A 4.15. ábra alapján megállapítható, hogy a lapáttő metszet kilépőél környezetében, a leválási tartomány kiterjedése kisebb a nyilazott (SW) lapátózás esetén. Ezzel összhangban, a leválási tartomány torlasztó hatása kisebb, így a nagyobb sugarakon, az áramvonal görbülete is kisebb. Lapátközép fölött az áramvonalak rendezettek, itt az áramlás jó közelítéssel a tervezési q3D-vel (3.1. ábra) egyezik. A lecsökkent áramvonal görbülete következménye, hogy a szívott oldali határréteg közeg radiális irányú kiáramlása a nyilazott járókerék esetén mérsékeltebb, a $0.5 > spn$ tartományban.

A nyilazott lapát esetén, az áramvonal görbülete csökkenés, a megnövekedett húr hosszra figyelembe véve nem eredményezett kontinuum pálya rövidülést. Ennek megfelelően a lapáttő torló nyomásvesztése (4.13. ábra, I.) a nyilazott lapátnál nagyobb.

A referencia (STR) járókerék lapátvég belépőél (LE) közelében áramvonal eltérés tapasztalható. Ez a lapátrés örvény kialakulásával magyarázható, örvény forgás következtében, az impulzuscseré miatt, az áramvonalak görbülnek. Ez a nyilazott lapát esetén alig megfigyelhető. A nyilazott lapátózás esetén a résáram mérsékeltebb, összhangban a lecsökkent lapátrés áramlással (4.14. ábra).

Lapáttő áramlás megítéléséhez ki kell terjeszteni a vizsgálatot az agy-határoló falra is. A 4.16. ábra az agy-határoló felület áramvonal eloszlását szemlélteti.



4.16. ábra: Áramvonal szemléltetése az agy-határoló fal mentén

Irodalom kutatás alapján megállapítható, hogy a (kiterjedtebb) lapáttó-agy leválás (2.27. ábra) egyik esetben sem következik be. Ez egyben megfelel már az előtervezésnél alkalmazott, 3D vizsgálatból származtatott tervezési diffúzió-szám kritérium (2.36. ábra) betartásának (You, Liu, 2010). Látható, hogy a referencia (STR) esetén a kilépőél, környezetében több, az LE torlópontról kiinduló áramvonal záródik egy közös pontban. Ez kiterjedtebb leválásra utal, szemben a nyilazott járókerékkel. A mérsékelt agy-határoló fal leválás oka a nyilazott járókeréken, az áramlás irányában kisebb nyomásgradiens (4.12. ábra). Továbbá, a csökkentett tervezési diffúzió szám következtében, a nagyobb húrhoz kapott kisebb középponti szög (3.6. táblázat). Áramlásban a csökönök analógiájára (Lajos, 2004), a kisebb falgörbület, mérsékelt - görbületre merőleges – nyomás gradienst ébreszt. Ennek megfelelően a lapátcsatornában, a tangenciális nyomásgradiens mérséklődik, ami összhangban van Ng et al. (2008) görbe falakra adott egyenletével:

$$\frac{\Delta p_{cir}}{0.5\rho w_0^2 s} = \frac{\rho w_\infty^2 2 \sin\left(\frac{\Theta}{2}\right)}{0.5\rho w_0^2 c} = f(\Theta, c) \Rightarrow (\Theta \downarrow \wedge c \uparrow) \therefore \Delta p_{cir} \downarrow \quad (4.12)$$

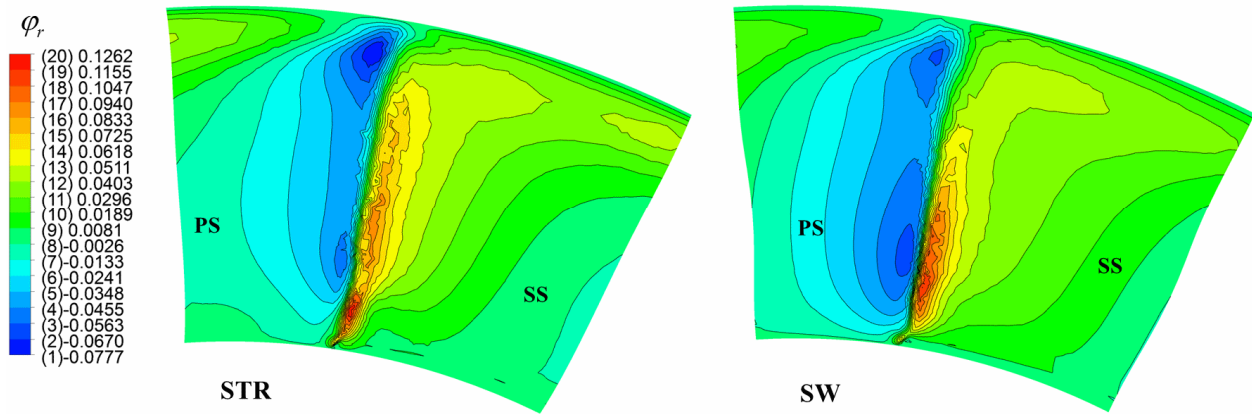
A (4.12) egyenletnél látható, hogy rögzített tervezési sebességi háromszög esetén, a kerület irányú nyomás gradiens csak a vázvonala középponti szög (Θ) és a húr hossz (c) függvénye. A húr hossz növekedésével és a vázvonala középponti szög csökkenésével, a kerület irányú nyomás gradiens mérséklődik, összhangban a 4.16. ábrán látható tendenciával.

4.2.4. Radiális sebesség eloszlás a lapátozás mögött

A lokális radiális mennyiségi szám alatt, a helyi radiális sebesség és a kerületi sebesség hányadosát értem:

$$\varphi_r = \frac{w_r(r, \theta)}{u_a} \quad (4.13)$$

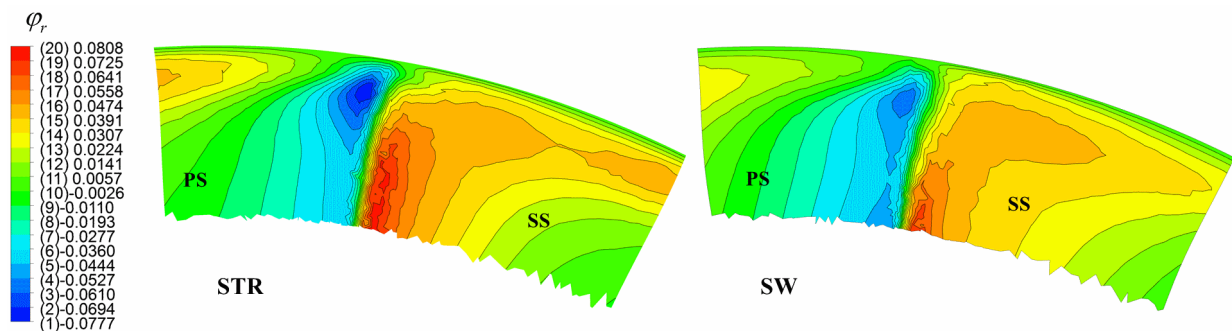
A 4.17. ábra a lapátozás mögötti radiális sebesség eloszlást szemlélteti.



4.17. ábra: A lapátózás mögötti radiális sebesség eloszlás

A 4.17. ábrán látható, hogy nyilazott lapát esetén, a $spn < 0.5$ áramlási nyomban a radiális sebesség nagyobb, mint a referencia lapát esetén. A radiális kiáramlás csúcsértéke a referencia lapát esetén csak egy kisebb lokalitást fed le, a lapáttól közelében. Ebből arra lehet következtetni, hogy a Számítási Modell, lapáttól (+)SW hatására, a (+/-) radiális áramlás felerősödik a $0 < spn < 0.5$ tartományban a lapátózás mögött, ez intenzívebb „trailing shed” örvényes jelenségre utal.

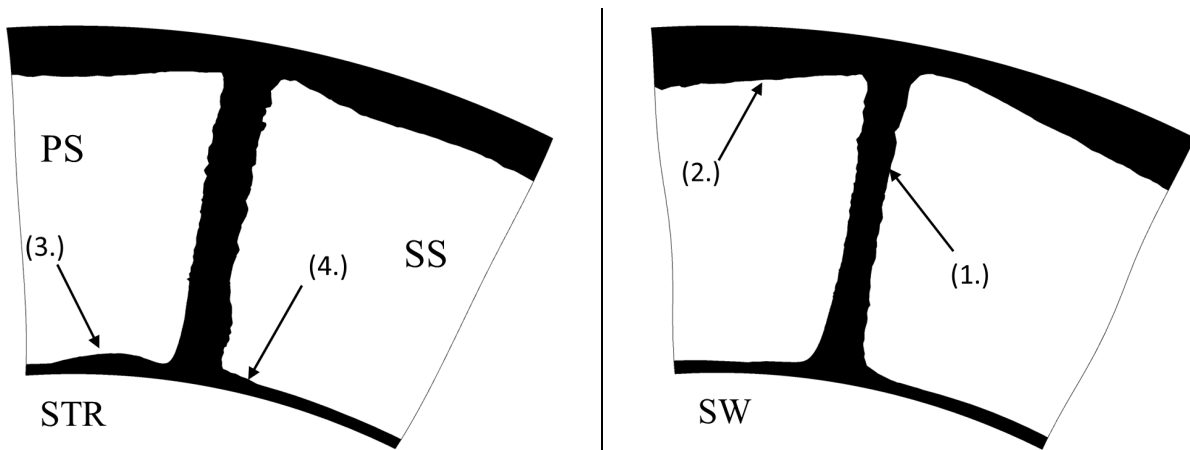
A csőfal környezetében, a radiális áramlás mérsékeltebb a nyilazott lapát esetén. A lapátvég radiális áramlását a 4.18. ábra szemlélteti.

4.18. ábra: A lapátózás mögötti radiális sebesség eloszlás a lapátvégen ($spn > 0.5$)

A 4.18. ábra segítségével megállapítható, hogy a nyilazott lapát esetén a lapátózás mögötti radiális mozgás mérséklődik a $spn < 0.5$ állapotához képest, összhangban a szívott oldal áramvonal eloszlás ábrával (4.15. ábra). A referencia lapátvégen a kilépőél mögötti nyomott oldalon, kiterjedtebb negatív mozgás látható a lapáttól felé. A nyilazott lapát esetén ugyanakkor ebben a lokalitásban mérsékeltebb negatív radiális áramlás tapasztalható.

4.2.5. Sebességtér gátlás, radiális kiáramlás és az össznyomás növekedés kapcsolata

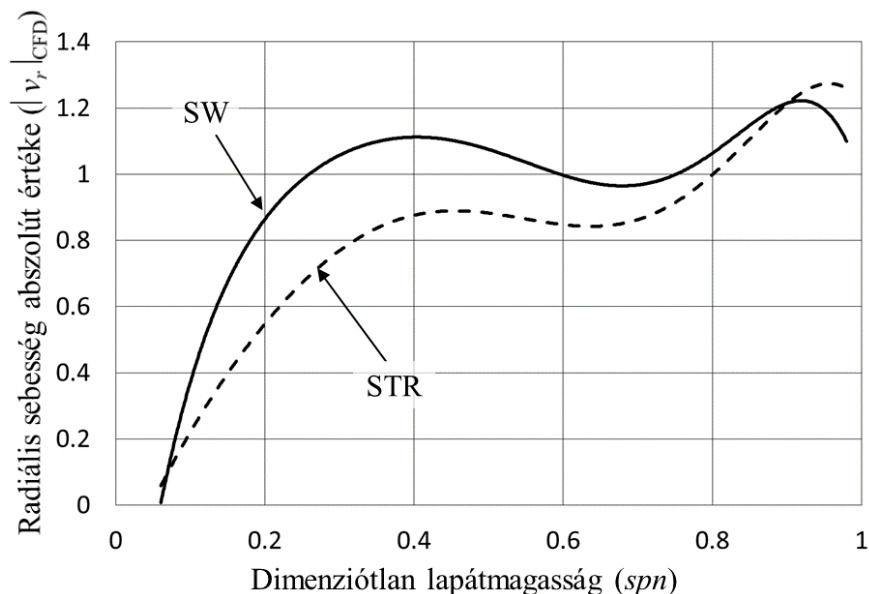
A sebességtér gátlást az M4 melléklet szerint számoltam, és a 4.19. ábrán szemléltetem. A 4.19. ábrán a feketével jelölt tartomány a gátolt tartomány ($f_{ax}(r, \theta) = 0$), itt az axiális sebesség a tervezésnél kisebb.



4.19. ábra: Axiális sebesség gátlás a kilépőél mögötti síkban

A sebességtér gátlás ábra alapján megállapítható, hogy a nyilazott (SW) lapát esetén, a kilépőél mögötti áramlási nyom (1.) kiterjedése kisebb és a lapátő pangás is mérsékeltebb (4.). A referencia (STR) lapát agy-határoló falnál látható kiterjedtebb pangás (3.), a nyilazott esetben már nem figyelhető meg.

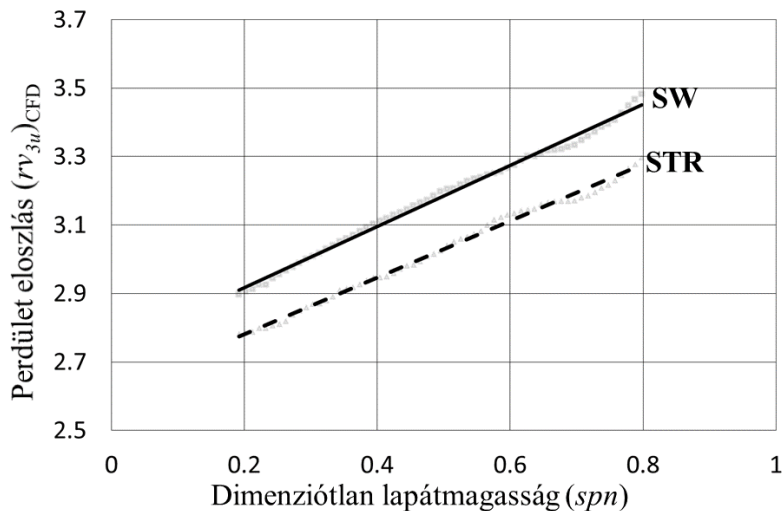
A csőfalnál ugyanakkor a nyilazott lapát tartomány kiterjedése kicsivel nagyobb, annak ellenére, hogy a nyilazott lapát esetén, a rés környezetében kedvezőbbek az áramlási viszonyok (4.14. ábra). Ennek a magyarázata, a nyilazott lapát axiális irányban mért nagyobb hűrvetülete. A résáramlás és a csőfal határréteg kölcsönhatása következtében kialakuló pangó zóna, nagyobb utat tesz meg a lapátcsatornában, ami közben a résáram is jobban disszipálódik. Ezt támasztja alá a 4.18. ábra is, nyilazott lapát esetén a radiális sebesség, a csőfal környezetében az áramlási nyomon kívül is kisebb, ami előre haladott résörvény szétesésre (disszipációra) utal. A 4.20. ábrán látható, hogy $0.9 < spn$ fölött nyilazott lapát esetén a radiális sebesség kisebb.



4.20. ábra: Radiális sebesség abszolút értékének az eloszlása a lapátmagasság mentén

A gátlás tényező értéke a referencia lapátnál $AFB_{STR} = 27.371 \cdot 10^{-2}$, a nyilazott lapát esetén $AFB_{SW} = 25.5013 \cdot 10^{-2}$. Az $AFB_{SW} < AFB_{STR}$ következménye, hogy a kisebb gátolt tartomány miatt, a hatásos keresztmetszet növekedés következtében, a gátolt tartományon kívül így lecsökken az axiális sebesség. Továbbá a sugár mentén a radiális áramlás a nyilazott lapát esetén nagyobb és csak a lapátvég tartományban mérséklődik (4.17. és 4.20. ábra). Ennek eredményeként, a sugár mentén, a tangenciális sebesség $(v_{3u})_{CFD}$ komponens nagyobb nyilazott lapát esetén.

Ezzel összhangban, a szimulációból kapott perdület $(rv_{3u})_{CFD}$ eloszlást, a határoló falaktól távolabb a 4.21. ábra szemlélteti. A nagyobb perdület, a (2D) Euler-turbina egyenlettel összhangban, nagyobb össznyomás növekedéssel arányos (4.22. és 4.23. ábra).

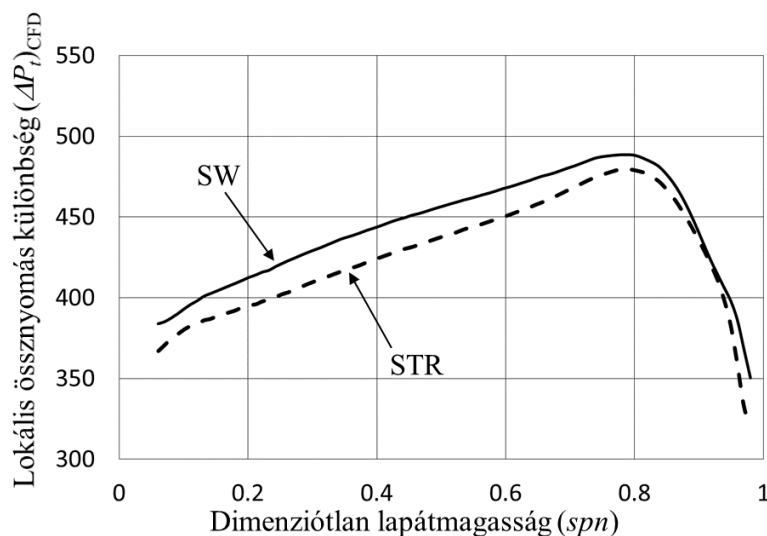


4.21. ábra: Perdület eloszlás a lapátmagasság mentén a határoló falaktól távol

Felírva a súrlódásmentes (2D) Euler-turbina egyenletet:

$$\Delta P_t = 2\pi n_f \rho (rv_{3u}) \Rightarrow (rv_{3u})_{CFD} \uparrow \therefore (\Delta P_t)_{CFD} \uparrow \quad (4.14)$$

A (2D) Euler-turbina egyenletnek megfelelő tendencia figyelhető meg, a 3D szimulációból kapott össznyomás különbség eloszlás esetén (4.22. ábra) is.

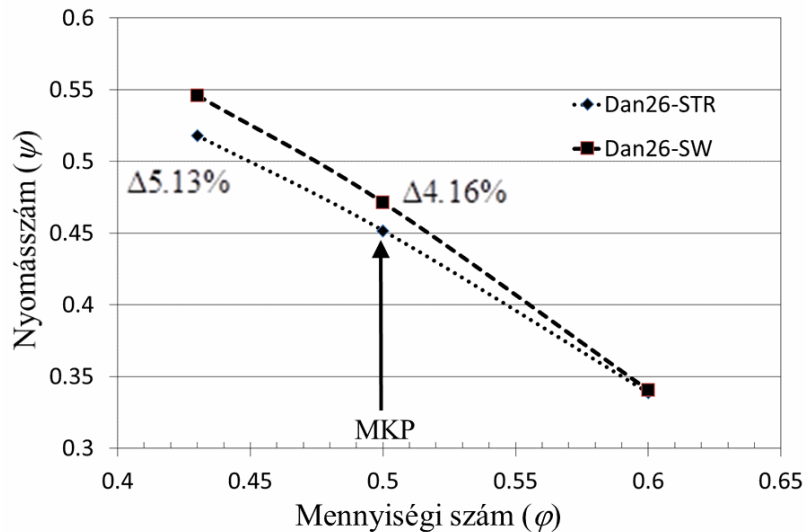


4.22. ábra: Lokális össznyomás különbség a lapátmagasság mentén

A 4.22. ábra alapján megállapítom, hogy a nyilazott járókerék a lapátvégén ($0.8 < spn$), nem tudja a kisebb sugarakon látható nagyobb nyomásnövekedést elérni, a referencia lapátvezetékhez képest. Ez azzal indokolható, hogy habár a radiális áramlás a lapátvégén mérséklődik (4.18. ábra) a nyilazott járókerék esetén, ezt a kedvező hatást ellensúlyozza a nagyobb csőfal pangás (4.19. ábra). A kisebb lapátvég radiális sebesség- és a kiterjedt csőfal gátlás arra utal, hogy a nyilazott lapát esetén a részörvény, a nagyobb axiális húrvetület és a kisebb lapátrés levegősugár sebesség (4.12. és 4.14. ábra) miatt, a kilépőél mögött, már jobban diszipálódott, szemben a referencia járókerékkel. A kiterjedtebb csőfal közeli pangás előnytelen, különösen, ha figyelembe vesszük, hogy a Számítási Modell a lapátvégén írja elő a perdület maximumot. Ezt a kedvezőtlen tulajdonságot, az alacsonyabb sugarak perdület növekedése kompenzálja.

A lapátközéptől a lapátvég felé a (+)SW előre nyilazott (FSW) lapátalakot (2.2. ábra) eredményez. Megállapítom, hogy a Számítási Modell sajátossága, hogy a standard nyilazásra (2.1. alfejezet) jellemző $(\cos \lambda)$ hatásból származó össznyomás csökkenés, a tervezési térfogat áramon a $(0.5 < spn)$ tartományban nem tapasztalható.

A 4.21. és a 4.22. ábrával összhangban alakul a nyilazott lapát jelleggörbéje tervezési közegmennyiségénél (4.23. ábra).



4.23. ábra: CFD szimulációból kapott jelleggörbe

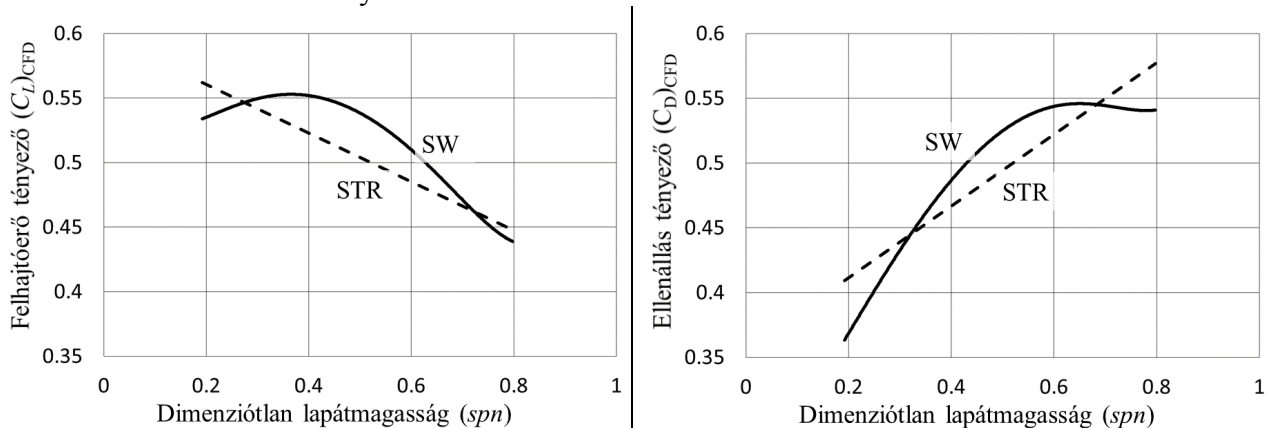
Ahol a nyomásszám $\psi = \Delta P_t (0.5 \rho u_a^2)^{-1}$ és a mennyiségi szám $\phi = Q (A_{gy} u_a)^{-1}$.

Az iteratív lapátvég és lapáttő tervezési diffúzió szám csökkentés jóságának megítélésére bevezetett jóságtényező értéke a munkapontban $J_{MKP} = 1.04382$, fojtott állapotban $J_{Fojt} = 1.05713$.

Megállapítom, hogy a Számítási Modellel kapott nyilazott járókerék, a tervezési közegmennyiségénél kisebb közegmennyiség esetén, nagyobb össznyomás növekedést teljesít. Ez az össznyomás növekedés, a fojtott állapotban, a munkapontinál nagyobb. Tervezésinél kisebb közegmennyiség esetén, a nyilazott és a referencia járókerék jelleggörbéje összetart.

4.2.6. Szimulációból kapott össznyomás növekedés és a tervezési veszteség tényező kapcsolata

A felhajtóerő- és ellenállás tényező értékét, az M5 melléklet szerint számoltam, az $L \approx F_y$ feltételezésével. Az eredményeket a 4.24. ábrán szemléltetem.



4.24. ábra: Felhajtóerő- és ellenállás tényezők értékei sűrűdásos áramlás feltételezésével (CFD)

A nyilazott lapát felhajtóerő tényező (C_L) növekedése, a nagyobb össznyomás növekedés következménye (4.22. ábra). Az M5 melléklet levezetése szerint:

$$C_L \approx \left(\frac{1}{0.5 \rho w_\infty^2 c} \right) \frac{v_0 \Delta P_t}{N n_f} \quad (4.15)$$

A nagyobb össznyomás növekedés és felhajtóerő tényező növekedés következménye, az ellenállás tényező növekedése (4.24. ábra), a következő szerint (Lakshminarayana (1996), M5 melléklet):

$$C_D = ctg \alpha_\infty \left[\left(\frac{2}{w_{ax} \sigma} \right) v_{3u} \sin \alpha_\infty - C_L \right] \quad (4.16)$$

Az ellenállás tényező növekedés ugyanakkor a profilvesztéssel (ω) arányos (M5 melléklet):

$$D = s \Delta p_0 \cos \alpha_\infty = 0.5 \rho w_0^2 \omega \cos \alpha_\infty \quad (4.17)$$

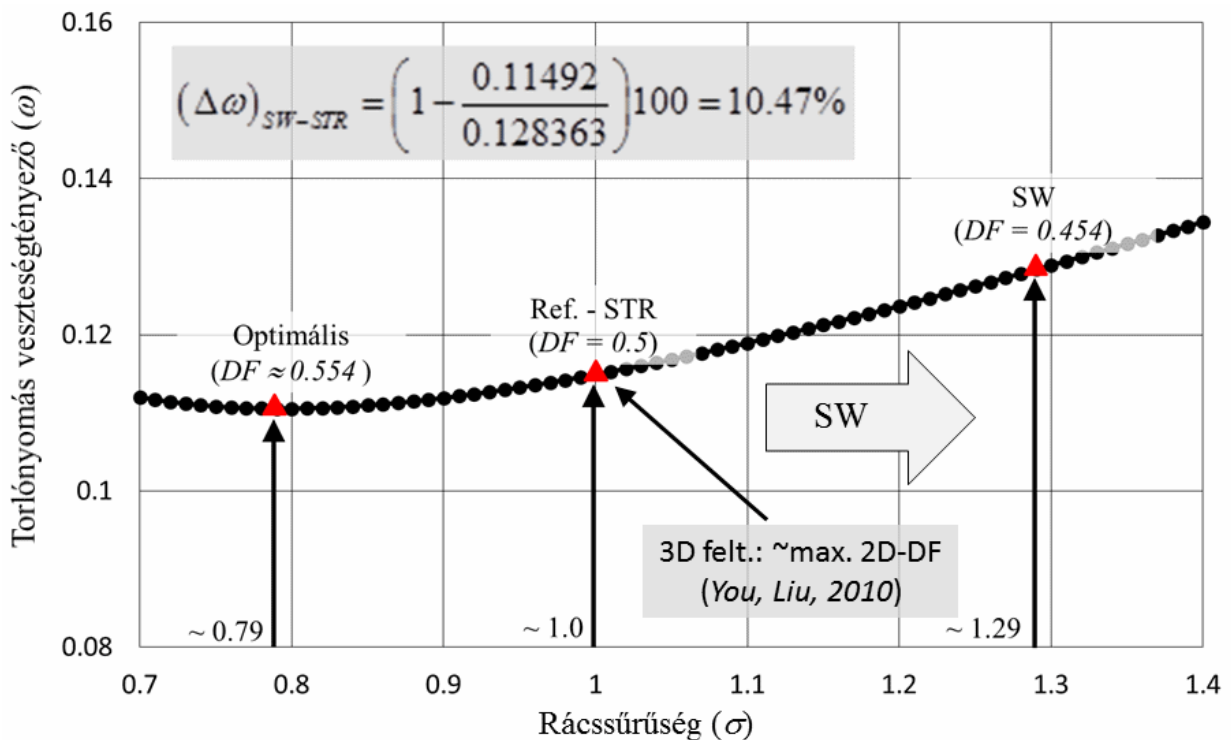
Így a 4.13. ábra II. tartománnyal összhangban, az ellenállás tényező növekedése esetén írhatom:

$$D \approx f(\omega) \wedge (D \uparrow \therefore \omega \uparrow) \Rightarrow \Delta p_0 \uparrow \quad (4.18)$$

Mivel a nyilazott járókerék tervezési térfogat áramon nagyobb össznyomás különbséget teljesít (4.22. ábra), ezért a nagyobb ellenállás tényező (4.24. ábra) okozta profilvesztés növekedés, a kilépő relatív sebességek dinamikus nyomás viszony változása szerint befolyásolja a (4.19) egyenlőséget.

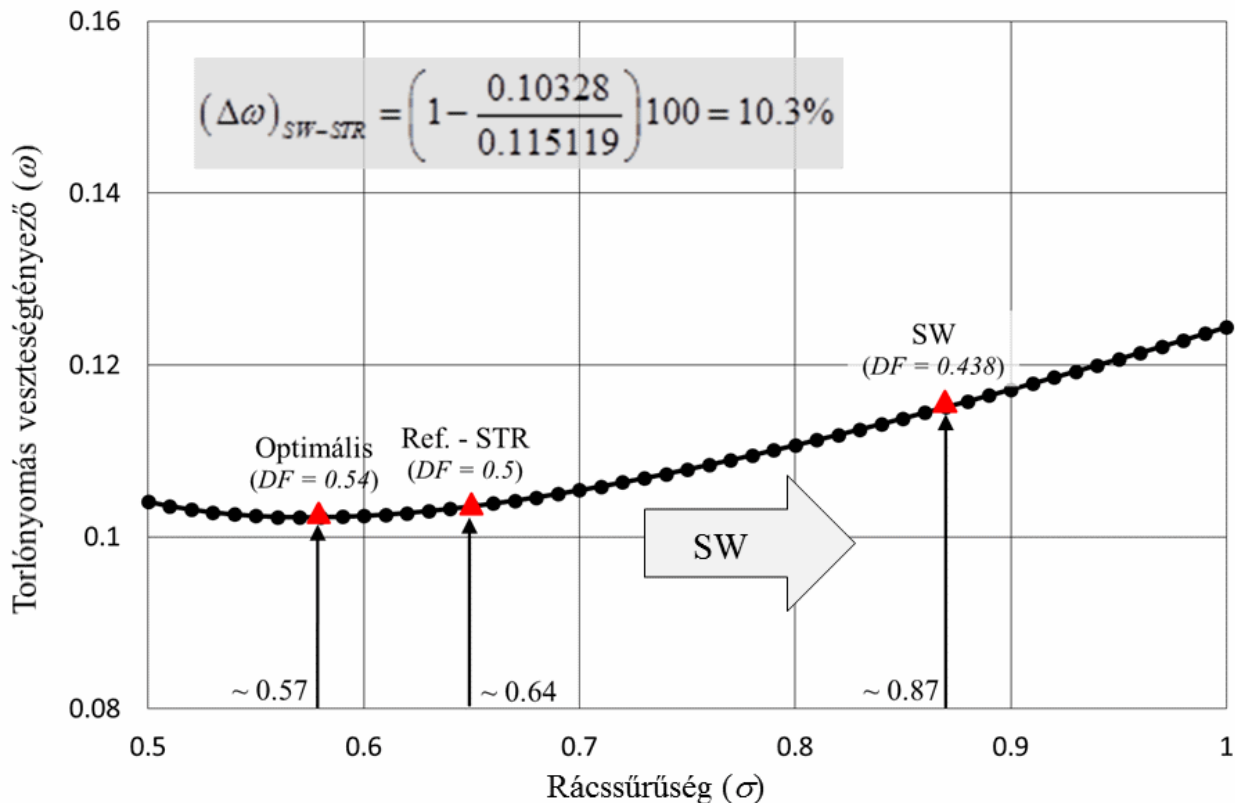
$$p_0 - p_3 = \left[\rho \left(\frac{w_3^2 - w_0^2}{2} \right) + \Delta p_0 \right] \wedge p_0 \approx \text{áll.} \wedge (p_3 > p_0) \wedge [(p_3)_{STR} < (p_3)_{SW}] \quad (4.19)$$

Megvizsgálom a tervezési (2D) profilvesztés tényező változását a referencia (STR) lapáthoz képest a lapáttónél és a lapátvégen (4.25. és 4.26. ábra). A Számítási Modell a lapáttónél és a lapátvégen kisebb diffúzió számot ír elő, ami lehetővé teszi a nyilazott felfűzést (3.3. alfejezet).



4.25. ábra: A tervezési (2D) profilvesztés tényező a lapáttónél

Látható, hogy a lapátvégek felé előírt csökkentett tervezési diffúzió szám, a referencia (STR) lapáthoz képest nagyobb tervezési profilvesztést eredményez. Ez a tendencia összhangban van a falaktól távol, a sűrűdésos szimulációból kapott profilvesztéssel (4.13. ábra II., $\omega_{SW} > \omega_{STR}$).



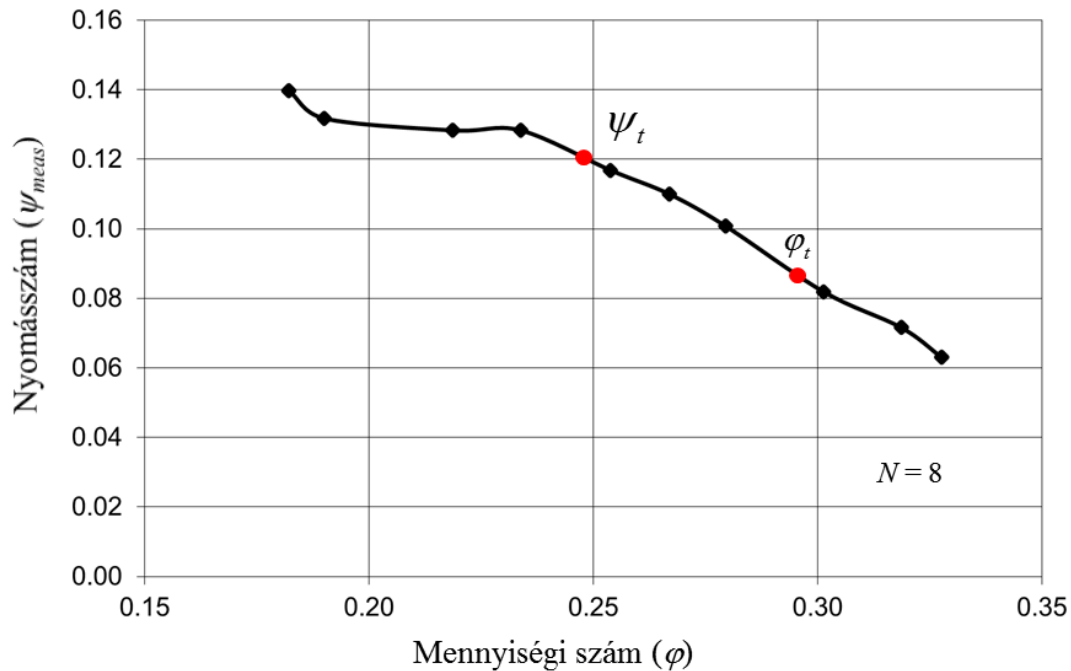
4.26. ábra: A tervezési (2D) profilvesztés tényező a lapátvégen

Megállapítom, hogy a lapátközép tartományban a nyilazott járókerék profilvesztés növekedése az egyenes lapáthoz képest (4.13. ábra), a Számítási Modell diffúzió szám csökkentés és az össznyomás növekedés következménye. Igazoltam, hogy a nagyobb össznyomás növekedés, a felhajtóerő tényező növekedésével arányos (M5 melléklet). Így a nagyobb, össznyomás különbség és a felhajtóerő együttes következménye (4.16), az ellenállás tényező növekedése (4.24. ábra). Levezettem, hogy az ellenállás tényező növekedés, a profilvesztés növekedésével arányos (M5 melléklet). A profilvesztés növekedéséhez azonban hozzájárul a lapátvégek felé előírt kisebb tervezési diffúzió számok is, mert a referencia járókeréknél kisebb diffúzió számok nagyobb tervezési profilvesztést eredményeznek (4.25. és 4.26. ábra). A profilvesztés növekedését fokozza továbbá a lapátközép kisebb sebessége és így a megnövekedett áramlás irányú nyomás gradiens (4.12. ábra), ami a (+)SW következménye.

4.3. Reverzálható járókerék vizsgálata

Az alfejezet a síklemez lapátos Reverzálható Járókerék (3.4. alfejezet) jelleggörbe vizsgálati eredményét mutatja be.

A 4.27. ábra a tervezési lapátszámmal és fordulatszámom mért jelleggörbét szemlélteti.



4.27. ábra: Reverzálható Járókerék jelleggörbéje a tervezési fordulatszámom

A tervezési mennyiségi számnál (φ_t) mért nyomásszám, a tervezési nyomásszámmal elosztva, a hidraulikai hatásfok:

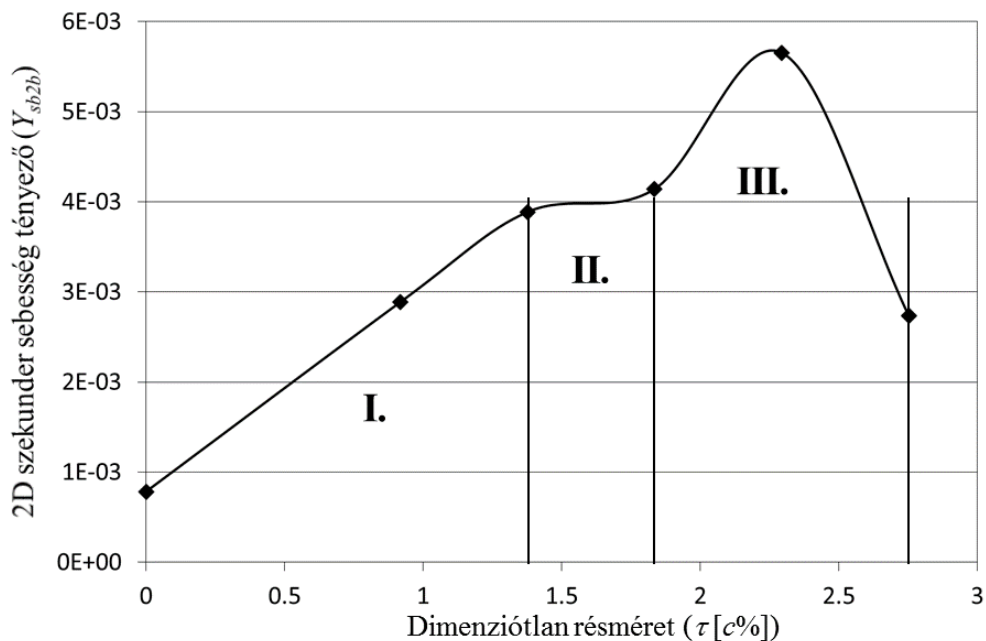
$$\eta_h = \frac{\psi_{meas}|_{\varphi_t}}{\psi_t} 100 = \frac{0.085}{0.12} 100 \approx 71\% \quad (4.20)$$

Figyelembe véve a szerényebb mért- és tervezésnél becsült hidraulikai hatásfok értékét továbbá, hogy a tervezési mennyiségi szám a jelleggörbe letöréséhez közel kerül, megállapítom, hogy a Reverzálható Járókerék csak kisebb tervezési össznyomás szám tartományra $0.14 \geq \psi_t$ tervezhető. Mivel a mért hidraulikai hatásfok kisebb, mint a számításnál becsült ($\eta_h < \eta_{hT}$). Ebből arra tudok következtetni, hogy a számítási hidraulikai hatásfokot jobban alul kell becsülni ($\eta_{hT} < 0.8$), hogy így $\psi_{meas}|_{\varphi_t} \rightarrow \psi_t$. Kisebb számítási hidraulikus hatásfok esetén, azonban az agyviszony ($v \uparrow$) és a rácssűrűség ($\sigma \uparrow$) kedvezőtlenül alakulnak. Sűrűbb rác esetén a tervezésnél alkalmazott egyedülálló szárnymodell már rosszabb közelítést jelent. Figyelembe véve továbbá az állandó cirkulációra adott erőtenyező feltételt, ennek következtében az agynál nagyobb lapáthúrhossz mellett kisebb lapátmagasság adódik. Így a nagyobb lapát elcsavarást kisebb hosszon kell realizálni, ami gyártási nehézségeket is jelenthet.

4.4. Új tudományos eredmények

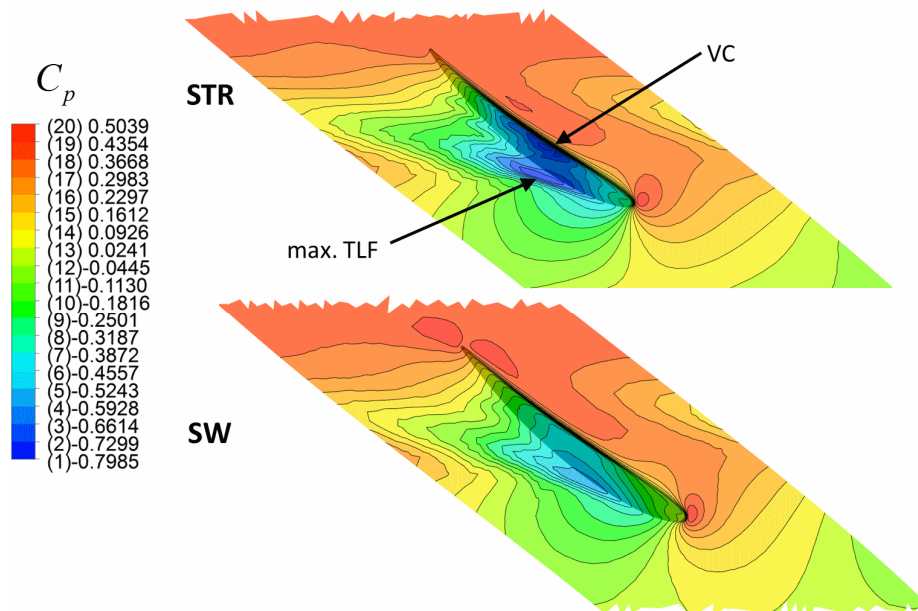
Az elvégzett és a dolgozatban bemutatott kutatómunka során elért új tudományos eredmények a következők:

- Méréssel validált CFD szimuláció segítségével kimutattam, hogy a változó cirkuláció módszerével konstans húrta és állandó diffúzió számra tervezett egyenes lapátozás, a vizsgált rés méret sorozatban lokális hidraulikai hatásfok minimuma van. Numerikus vizsgálattal igazoltam, hogy a globális szekunder sebesség tényező (Y_{sb2b}) függvénye lineáris, konstans és konkáv szakaszra bontható (1. ábra). Igazoltam továbbá, hogy a lokális hatásfok minimumhoz tartozó rés méret kísérő jelenségei a következők:
 - Az átfolyási szám itt a maximálisra adódott, azaz a résben az áramlási veszteségek itt a legkisebbek.
 - A radiális sebesség tényezőnek (Y_r) itt globális minimuma van.
 - Az axiális sebesség gátlás tényezőjének (AFB) itt lokális maximuma van.
 - A lapátrésben vena contracta még nem alakult ki, a vizsgált nagyobb rés méretnél már igen.
 - Globális szekunder sebesség tényező (Y_{sb2b}) a lineáris és a konstans szakasz határára esik.
 - A kilépőél felé az izobár vonalak a húrta merőlegesek, ez arra utal, hogy a résáramlást itt a lapáttérhelés indukálja. A vizsgált nagyobb rés méretnél a kilépőél felé az izobár vonalak görbültek, azaz itt a résáramlást a viszkozitás jobban befolyásolja.



1. ábra: Tervezési síkban átlagolt szekunder sebesség tényező a dimenziótlan rés méret függvényében

2. Méréssel validált CFD szimuláció segítségével igazoltam, hogy a Számítási Modellel kapott nyilazott járókerék (SW) esetén, a vizsgált résméretnél ($\tau = 1.3761c_k\%$), a lapátrésben az áramlási veszteség kisebb, mint az egyenes felfűzési vonalú járókerék (STR) esetén. A nyilazott járókerék izobár vonalai (2. ábra) a lapátközéptől a kilépő élig a húrra merőlegesek, azaz a résáramlást a lapátherhelés befolyásolja. Ezzel szemben az egyenes lapátnál az izobárok görbültek, ezért itt a lapátrés áramlást a viszkozitás befolyásolja. Az egyenes lapátozásnál a vena contracta is kialakult, ami jelentősebb viszkozitás befolyásról tanúskodik. A belépőél közelében, a lapátprofil nagyobb szívott oldali depresszió csúcs eredménye, hogy az egyenes lapát esetén, a kilépő levegősugár sebessége nagyobb, ezzel összhangban lokális depresszió nagyobb (2. ábra), a nyilazott lapát esetén kisebb. Ennek megfelelően alakulnak a résen átlépő közeg átlagsebességei is, egyenes lapát esetén nagyobbra, a nyilazott lapát esetén kisebbre adódott. A nyilazott járókerék kedvező kisebb réssebessége, a lecsökkent tervezési diffúzió szám következménye, amely lapátherhelés mérséklő hatású. A nyilazott lapát kisebb áramlási veszteségét igazolja a lapátrésben, a nagyobb átfolyási szám is $((C_n)_{SW} > (C_n)_{STR})$.



2. ábra: Nyomástényező eloszlás a lapátrés méret középtávolság mentén

3. Méréssel validált CFD szimuláció segítségével igazoltam, hogy a Számítási Modellel kapott nyilazott járókerék esetén, a lapáttő leválás kisebb kiterjedésű- és a tervezési térfogatáram mellett az össznyomás fokozása nagyobb, mint az egyenes lapátozású kiindulási járókeréknek.

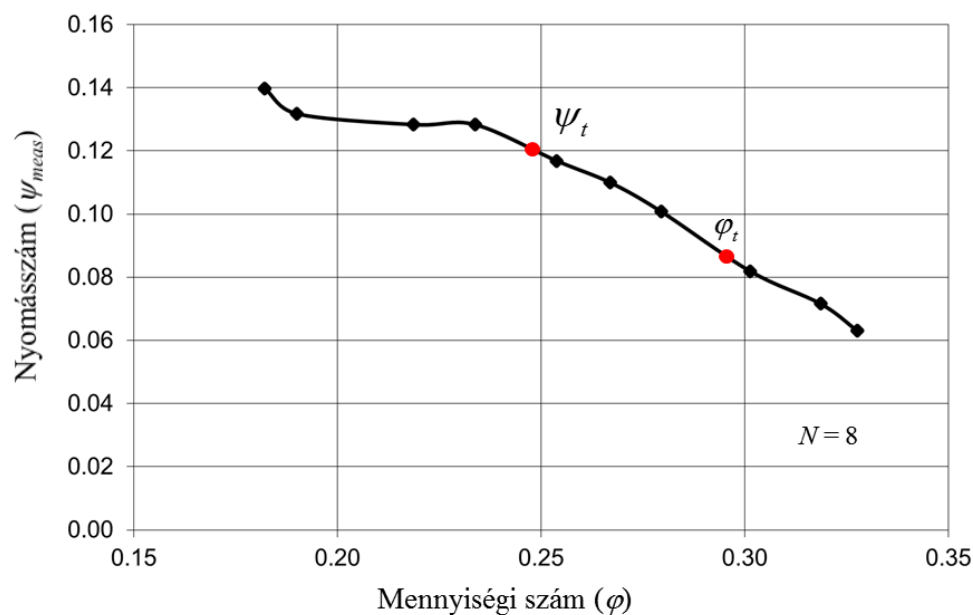
A lapáttőnél kisebb tervezési diffúzió szám lecsökkent áramlás irányú nyomás gradienst eredményez a szívott oldal mentén. Ugyanakkor a húr hossz hosszabbodása és a vázvonallal központi szög csökkenése kisebb tangenciális irányú nyomásváltozást eredményez. A számítási modellből következő tangenciális- és az áramlás irányú nyomás gradiens csökkenés szintén a lapáttő leválás ellen hat.

A nyilazott járókerék kisebb axiális sebességtér gátlás (AFB) következménye, hogy így a hasznos átáramlási keresztmetszete nagyobb, mint az egyenes járókeréké, azaz a folytonosság tétele következtében, az axiális sebesség komponense kisebb a gátolt tartományon kívül. Figyelembe véve, hogy a sugáron átlagolt abszolút radiális sebesség a nyilazott lapát esetén nagyobb a lapátmagasság 10...80% tartományában, ezzel összhangban a tangenciális sebesség és így a perdület is nagyobbra adódik a nyilazott lapátozásnál, összhangban a szimulációból kapott eredményekkel.

4. Kidolgoztam egy új Számítási Modellt, ami a sugár mentén növekvő cirkulációra történő szerkesztést és a lapátnyilazás módszerét foglalja magában. A Számítási Modell alkalmazásával szerkesztett aerodinamikailag kedvezőbb felfűzési vonal, a konvencionális tervezéssel szemben, nem a tervező által előírt tulajdonság, hanem kimenő adat, az előtervezés eredménye. A Számítási Modell ezért iteratív megközelítést és korszerű CFD technikát feltételez. Az optimális lapátgeometria megítéléséhez bevezettem a jóság tényezőt.

$$J = \frac{2\pi}{Q} \int_{r_i}^{r_a} \frac{\Delta P_{i(SW)}(r)}{\Delta P_{i(STR)}(r)} \cdot v_{3m(STR)}(r) r dr$$

5. Megállapítom, hogy a Reverzálható Járókerék csak kisebb tervezési össznyomás szám tartományra $0.14 \geq \psi_t$ tervezhető, figyelembe véve a szerényebb mért- és tervezésnél becsült hidraulikai hatásfok értékét továbbá, hogy a tervezési mennyiségi szám a jelleggörbe letöréséhez közel került (3. ábra). Mivel a mért hidraulikai hatásfok kisebb, mint a számításnál becsült ($\eta_h < \eta_{hT}$). Ebből arra tudok következtetni, hogy a számítási hidraulikai hatásfokot jobban alul kell becsülni ($\eta_{hT} < 0.8$), hogy így $\psi_{meas}|_{\varphi_t} \rightarrow \psi_t$. Kisebb számítási hidraulikus hatásfok esetén, azonban az agyviszony ($\nu \uparrow$) és a rácssűrűség ($\sigma \uparrow$) kedvezőtlenül alakulnak. Sűrűbb rács esetén a tervezésnél alkalmazott egyedülálló szárnymodell már rosszabb közelítést jelent. Figyelembe véve továbbá az állandó cirkulációra adott erőtenyező feltételt, ennek következtében az agynál nagyobb lapáthúrhossz mellett kisebb lapátmagasság adódik. Így a nagyobb lapát elcsavarást kisebb hosszon kell realizálni, ami gyártási nehézségeket is jelenthet.



3. ábra: Reverzálható Járókerék jelleggörbéje a tervezési fordulatszám

5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK

A forgógép szakterület, újabb trendjei figyelembe vételével, dolgozatom célja olyan számítási modell kidolgozása és numerikus vizsgálata, amely a 3D hatásokat és a tényleges hidraulikai hatásfokot figyelembe veszi már az előtervezésnél. A számítási modellem a változó cirkuláció (CVD) tervezési eljárást kapcsolja össze a lapátnyilazással. A CVD módszer, lehetővé tette számomra, a konstans húr- és diffúzió számra történő tervezést. Ezzel összhangban a szakirodalom kutatásra támaszkodva már az előtervezésnél számba vettem a lapáttó levallás kritériumát, You és Liu (2010) körültekintő vizsgálatait alapul véve. A lapátközép metszeten – ahol a 3D hatások mérsékeltebbek – Vad (2010) munkája alapján számoltam a lapátosztást. A lapátvégeken a tervezési diffúzió szám csökkenésével nagyobb húr hosszakat kapok, amely lehetővé teszi a nyilazott felfűzést.

A nyilazott lapátosítás vesztesége a lapátrésben kisebbre adódott, mint a kiindulási referencia járókeréké. Ennek ellenére a nagyobb húr hossz miatt, a kilépőél mögött a csőfal gátolt tartomány közel egyezik, mert a résörvénynek nagyobb út állt rendelkezésre a disszipációra. Látható, hogy számos paraméter kölcsönhatása befolyásolja a lapátrács áramlás jóságát. Így a jövőben, szükségesnek tartom egy több paramétert is figyelembe vevő, sűrűlódásos 3D lapátrács optimalizálás módszer kidolgozását. A probléma összetett, hiszen több lokális optimum létezik és ezek esetleges - kompromisszumos - együttes teljesülése nem biztos, hogy a globális optimum (hidraulikai hatásfok) megtalálásához járulnak hozzá. Lokális optimum célkitűzés lehet pl. lapátosítás mögött kisebb keveredés, gátolt tartomány mérete, áramvonalak útja a szívott lapátfelületen, amit a falsűrűlódás befolyásol, veszteség a lapátrésben... Így mérlegelni kell az egyes jelenségek súlyát, azaz célszerű lenne meghatározni, hogy a felsorolt jelenségek milyen mértékben befolyásolják a dolgozatban bevezetett jóságtényező változását.

A nyilazott és a kiindulási egyenes lapátosítás összehasonlítása alapján, az álló lineáris rács analógiájára, a relatív rendszerben értelmezett profilveszteség nincs összhangban az össznyomás fokozással. Azaz a nyilazott lapátnak nagyobb a profilvesztesége, amelynél - az állórácsokkal szemben - már a 3D áramlási hatások is közrejátszanak, azonban ezzel szemben az össznyomás fokozása nagyobb a referencia egyenes lapátosításnál. Figyelembe kell venni, hogy a ventilátor, mint gép hatásfokát, az össznyomás fokozás determinálja adott közegmennyiségnél. A probléma komplexitását támasztja alá pl. a lapátrés veszteség kérdése is. Kisebb húrhoz, kisebb lapátcsatorna axiális hossz tartozik, így ennek megfelelően a résörvény disszipációra rövidebb út áll rendelkezésre. Azaz a csőfal mentén, a kilépőél mögött, a gátolt tartomány kiterjedés ennek megfelelően mérsékeltebb lehet. Így figyelembe véve, a nyilazott kerék lapátosítás mögötti radiális áramlás hajlandóságát, nagyobb perdület eloszlást kaphatok. Azonban a fenti gondolatmenet hanyagolta, a megnőtt diffúzió szám miatt fokozott szívott oldali depresszió csúcs hatását a résáramlásra és ezen keresztül a résörvényre...

További energetikai vizsgálatot igényelne, a nyilazott járókerék mögötti nagyobb radiális áramlás hajlam hatása, a lapátosztástól távolabb, a keveredési veszteségre, esetleg járókerék utáni csődiffúzor áramlás kölcsönhatásra.

Vizsgáltam az eltérő résméret hatását az áramlástan jellemzőkre, a jelenség jobb megértésére paramétereket is bevezettem. Megállapítottam, hogy a résméret csökkentésnél a kapott lokális hidraulikai hatásfok minimumnak milyen kísérő jelenségei vannak. Numerikus (CFD) modellt dolgoztam ki a lapátrés veszteség számítására, az átfolyási szám analógiája alapján. Így, az itt kapott eredményeket is célszerűnek tartom beépíteni a jövőbeli számítási modellbe.

Következtetéseket vontam le jelleggörbe vizsgálat alapján, reverzálható síklemez lapát tervezési paramétereire. Síklemez lapátos járókerék, igénytelen agy és lekerekítés nélküli lapátél kialakítású.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

AXIÁLIS ÁTÖMLÉSŰ VENTILÁTOR LAPÁTNYILAZÁS ÉS REVERZÁLHATÓSÁG

Szakirodalom kutatás alapján áttekintettem az axiális átömlésű ventilátorok tervezési módszereit, továbbá csoportosítottam a lapátcsatorna áramlás veszteség fajtáit és elemeztem kialakulásuk okait. Szakirodalmi hiányosságokat is figyelembe véve a dolgozatom fontosabb eredményei:

A controlled vortex design (CVD) módszerrel állandó húr hosszra tervezett (STR) járókerék esetén megvizsgáltam az eltérő rés méretek hatását az áramlási jellemzőkre. Megállapítottam, hogy a globális hidraulikai hatásfok lokális minimumának milyen áramlási kísérő jelenségei vannak. Megállapítottam továbbá, hogy a globális szekunder sebesség tényező a rés méret függvényében három jellemző szakaszra bontható.

Lapát pozitív nyílazás módszerével a leválás mentes üzemállapot tartomány kiterjeszhető. A tervezésnél a kiindulási járókerék, az állandó húrra és konstans diffúzió számra tervezett lapátozás. Nyílazott lapátalakot úgy kapom, hogy a kiindulási járókerék lapáttőnél és lapátvégén kisebb tervezési diffúzió számot választok. A diffúzió szám változás hatására a lapáthúr hossz rohamosan változik, ennek következtében a lapátvégek tervezési diffúzió számának csökkentésével a nagyobb húr hossz elérhető. A lapátvégeken a kisebb tervezési diffúzió szám áramlástanilag előnyösebb. Lapátmetszetek felfűzésénél a kilépőél nem nyílazott. Az így készült nyílazott lapátozás esetén a szívott oldali lapáttőnél a leválás fajlagosan kisebb, ill. a lapátközéptől a lapátvégig az áramvonalak elrendezése a lapátfelületen a primer áramlási mezővel jó közelítéssel megegyezik. A lapátozás mögött szemben a referencia járókerékkel, az agytól a lapátközépig a 3D áramlás erősebb a lapátnyom tartományban. Ez a 3D jelenség a lapátvég felé mérséklődik, összhangban a lapát szívott oldalán az áramvonal rendezettségével. A nyílazott járókerék, a munkapontban is nagyobb össznyomás különbséget teljesít. Az új Számítási Modellel kapott nyílazott lapátalak, a hagyományos tervezéssel szemben, az előtervezés eredménye. Azaz a lapát nyílazás tulajdonság bemeneti tervezési paraméter, a bevezetett jóságtényező és a 3D áramlási hatásokat figyelembe véve.

Kétirányú légszállításra képes járókereket síklemez lapátozással valósítottam meg. Szerényebb hidraulikai hatásfok miatt síklemez lapátos konstrukciókra tervezési nyomásszámaára küszöbértéket adtam.

7. SUMMARY

BLADE SWEEP AND REVERSIBILITY OF AXIAL FLOW FAN

On the basis of the technical literature I have reviewed design methods of the axial flow fans, moreover I have collected the sources of losses in turbomachinery cascade and I have analyzed their reasons. According to the technical literature imperfectness the important results of my paper are the following:

With the help of controlled vortex design method (CVD) I have designed a straight blade (STR) rotor. The rotor blades have been designed with constant chord and diffusion number. I have investigated the changing of the cascade flow parameters as a function of different tip leakage sizes. I have determined, what kind of fluid flow parameters belong to the local minimum of the global hydraulic efficiency. I have stated the global secondary speed coefficient can be divided to three specific sections.

The rotor performance and efficiency can be improved by positive sweeping of the blades. The baseline STR rotor is designed with constant chord and diffusion number. I can get the swept blade that I apply the same velocity triangles of the baseline rotor, but with different diffusion numbers (DF) at the hub and the tip of the blade. As a result of DF changing, the blade chord changes rapidly. In a consequence of it with the blade sections at hub and tip DF number we can reach an increased blade chord. The decreased DF number on both of the blade ends has result in better hydraulic efficiency. The hub and casing blade section is in combination with positive swept leading edge and unswept trailing edge. The character of swept rotor is the following, the aerodynamic stall can be reduced at the blade suction surface at the hub. From midsection to case the streamline pattern at suction surface generally overlap the primary flow field. Opposite to the baseline rotor, behind the trailing edge the 3D flow effect is stronger between the hub and the midspan. However, this 3D flow property decreases toward the blade tip in accordance with the orderly suction side streamlines of the blade. The swept rotor has been obtained with a new Computing Model, it is a result of the preliminary design process opposed to the conventional design. Namely, the new Computing Model provides the blade sweep as design output with considering of the hydraulic efficiency and 3D flow effect.

By flat-plate blade I have carried out the reversible axial flow fan. Since reversibility and flow hydraulic efficiency were investigated, the total head coefficient threshold has been given with suitable efficiency.

8. MELLÉKLETEK

M1: Irodalomjegyzék

1. Akturk A., Camci C. (2011): Tip clearance investigation of a ducted fan used in VTOL UAVS: Part 1—Baseline experiments and computational validation. In: Volume 7: Turbomachinery, Parts A, B, and C. ASME, pp. 331-344.
2. Ansys corp. (2009): ANSYS CFX: Solver Theory Guide
3. Ansys corp. (2009): ANSYS CFX: Reference Guide
4. Aungier R. H. (2003): Axial-Flow Compressors. ASME, NY
5. Bamberger K., Carolus T. (2012): Optimization of axial fans with highly swept blades with respect to losses and noise reduction. *Noise Control Engineering Journal*, 60 (6), pp. 716-725.
6. Baghdadi S. (1996): Modeling tip clearance effects in multistage axial compressors. *Journal of Turbomachinery*, 118 (4), pp. 697-705.
7. Bailie S. T., Hile G., Puterbaugh S. (2008): Initial characterization of Three-Dimensional flow separation in a compressor stator. In: 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. American Institute of Aeronautics and Astronautics. <http://dx.doi.org/10.2514/6.2008-5064>
8. Banjac M., Petrovic M. V., Wiedermann A. (2014): A new loss and deviation model for axial compressor inlet guide vanes. *Journal of Turbomachinery* 136 (7), p. 13.
9. Baskharone E. A. (2006): Principles of Turbomachinery in Air-Breathing Engines. Cambridge University Press, Cambridge.
10. Beiler M. G., Carolus T. H. (1999): Computation and measurement of the flow in axial flow fans with skewed blades. *Journal of Turbomachinery*, 121 (1), pp. 59-66.
11. Bencs P., Szabó S., Bordás R., Zähringer K., Thévenin D. (2011): Simultaneous measurement of velocity and temperature downstream of a heated cylinder. *ASME 2011 Pressure Vessels and Piping Conference, Volume 7.*, pp. 207-212.
12. Bencze F., Demeter G., Molnár L. (1970): Axiális ventilátorok optimális agymérete. *Gép*, XXII. évf. 10. sz., 393-396 o.
13. Bhimarasetty A., Govardhan R. (2010): A simple method for potential flow simulation of cascades. *Sadhana*, 35 (6), pp. 649-657.
14. Diangui H. (2005): 3D optimum design of reversible axial flow fan with s-type blade. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 41 (2), p. 4.
15. Dorman T. E. (1968): The application of Controlled-Vortex aerodynamics to advanced axial flow turbines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 90 (3), pp. 245-251.
16. Beke J. (2004): Műszaki hőtan mérnököknek. Szaktudás kiadó ház, Budapest.
17. Bo X. (2010): Experimental investigation of boundary layer characteristics on blade surface under different inlet flow conditions. *Energy and Power Engineering*, 2 (4), pp. 313-319.
18. Bogdanović B., Bogdanović-Jovanović J., Živan Spasić (2009): Reversible axial fan with blades created of slightly distorted panel profiles. *Facta Universitatis*, 7 (1), pp. 23-36.
19. Bogdanović Božidar, Spasić Živan, Bogdanović-Jovanović Jasmina (2012): Low-pressure reversible axial fan designed with different specific work of elementary stages. *Thermal Science*, 16 (2), pp. 605-615.
20. Bohl W., Elmendorf W. (2012): Strömungsmaschinen 2 - Berechnung und Konstruktion. Vogel.
21. Bindon J. P., Morphis G. (1992): The development of axial turbine leakage loss for two profiled tip geometries using linear cascade data. *Journal of Turbomachinery*, 114 (1), pp. 198-203.

22. Bourgeois J. A., Martinuzzi R. J., Savory E., Zhang C., Roberts D. A. (2011): Assessment of turbulence model predictions for an Aero-Engine centrifugal compressor. *Journal of Turbomachinery*, 133 (1), p. 15.
23. Bullock R. O., Johnsen I. A. (1965): Aerodynamic Design of Axial Flow Compressors. NASA Technical Report, NASA-SP-36.
24. Came P. M., Marsh H. (1974): Secondary flow in cascades: Two simple derivations for the components of vorticity. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 16 (6), pp. 391-401.
25. Carolus T. (2013): Ventilatoren: Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion. Springer Vieweg.
26. Cetin M., Ücer A. S., Hirsch C., Serovy G. K. (1987): Application of modified loss and deviation correlations to transonic axial compressors. AGARD Tech. Rep., AGARD-R-745.
27. Chen G. T. (1991): Vortical structures in turbomachinery tip clearance flows. Department of Aeronautics and Astronautics, Massachusetts Institute of Technology, Ph.D. thesis.
28. Chen P., Liesner K., Meyer R., Qiao W. (2011): Effect of inflow variations on compressor secondary flow behavior. XX Polish Fluid Mechanics Conference, 17-20 Sept., Gliwice, p. 19.
29. Chen P. P., Qiao W. Y., Hashmi S. F. A., Shi P. J., Zhao L. (2012): Passive control of hub-corner separation/stall using axisymmetric-hub contouring. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 226 (10), pp. 1214-1224.
30. Cho C.-h., Cho S.-y., Kim C. (2009): Development of an axial-type fan with an optimization method. *Frontiers of Energy and Power Engineering in China*, 3 (4), pp. 414-422.
31. Clemen C., Stark U., Friedrichs J., Baumgarten S., Kosyna G. (2004): Effect of mean line shape, sweep and dihedral on stator performance of a highly loaded single-stage axial-flow low-speed compressor. ASME 004_04/33.
32. Cory W. (2005): Fans et ventilation a practical guide; the practical reference book and guide to fans, ventilation and ancillary equipment with a comprehensive buyers' guide to worldwide manufacturers and suppliers, Elsevier. Available: <http://www.worldcat.org/isbn/9780080446264>
33. Corsini A., Rispoli F. (2004): Using sweep to extend the stall-free operational range in axial fan rotors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 218 (3), pp. 129-139.
34. Corsini A., Rispoli F. (2005): Flow analyses in a high-pressure axial ventilation fan with a non-linear eddy-viscosity closure. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26 (3), pp. 349-361.
35. Corsini A., Rispoli F., Sheard A. G. (2010): Shaping of tip End-Plate to control leakage vortex swirl in axial flow fans. *Journal of Turbomachinery*, 132 (3), p. 9.
36. Cumpsty N. A. (2004): Compressor aerodynamics. Krieger Pub.
37. Cumpsty N. A., Greitzer E. M. (2004): Ideas and methods of turbomachinery aerodynamics: A historical view. *Journal of prop. and pow.*, 20 (1), pp. 15-26.
38. Cumpsty N. A. (2010): Some lessons learned. *Journal of Turbomachinery*, 132 (4), p. 7.
39. Curlett B. P. (1991): The Aerodynamic effect of Fillet Radius in a Low Speed Compressor Cascade. NASA Report No. TM-105347.
40. Czibere T. (1965): A hidrodinamikai rácselmélet két főfeladatának potenciálméleti megoldása, MTA doktori értekezés, Miskolc.
41. Deng Q., Zheng Q., Yue G., Zhang H., Luo M. (2013): Using a pressure controlled vortex design method to control secondary flow losses in a turbine stage," *Chinese Journal of Aeronautics*, 26 (5), pp. 1125-1134.
42. Denton J. D. (1993): The 1993 IGTI scholar lecture: Loss mechanisms in turbomachines. *Journal of Turbomachinery*, 115 (4), pp. 621-656.
43. Denton J. D., Xu L. (1998): The exploitation of three-dimensional flow in turbomachinery design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 213 (2), pp. 125-137.

44. Dickens T., Day I. (2011): The design of highly loaded axial compressors. *Journal of Turbomachinery*, 133 (3), p. 10.
45. Dixon S. L., Hall C. (2014): Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. Butterworth-Heinemann.
46. Dong Y, Gallimore S. J., Hodson H. P. (1987): Three-Dimensional flows and loss reduction in axial compressors. *Journal of Turbomachinery*, 109 (3), p. 8.
47. Dring R. P. (1987): Discussion: Three-Dimensional flows and loss reduction in axial compressors (Dong, y., Gallimore, s. j., and Hodson, h. p., 1987, ASME j. turbomach., 109, pp. 354–361)," *Journal of Turbomachinery*, 109 (3), p. 361.
48. Eck B. (2003): *Ventilatoren*. Springer, Berlin.
49. Eckert B., Schnell E. (1981): Axial- und radialkompressoren (Zweite auflage), Springer, Berlin Heidelberg New York.
50. ESDU 1980: A guide to fan selection and performance. ESDU Item No. 79037.
51. Fekete I. (1967): Szellőztető berendezések, Műszaki Könyvkiadó, Budapest.
52. Fenyvesi D. (2012): Alacsony kerületi sebességű axiális átömlésű járókerék tervezése és numerikus vizsgálata - I. Rész: járókerék tervezése sugár mentén előírt diffúzió szám módszerével. IESB 2012, november 21., OE – Budapest, 9 o.
53. Foley A. C., Ivey P. C. (1996): Measurement of Tip-Clearance flow in a multistage, axial flow compressor. *Journal of Turbomachinery*, 118 (2), pp. 211-217.
54. Freeman C. (1985): Tip clearance effects in axial turbomachines. in: VKI LS 1985-05.
55. Friedrichs J., Baumgarten S., Kosyna G., Stark U. (2001): Effect of stator design on stator boundary layer flow in a highly loaded Single-Stage Axial-Flow Low-Speed compressor. *Journal of Turbomachinery*, 123 (3), pp. 483-489.
56. Füredi G., Hegel I., Szlivka F. (2003): Áramlástan mérés (laboratóriumi segédlet). Műegyetemi Kiadó, Budapest.
57. Gallimore S. J. (1999): Axial flow compressor design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 213 (5), pp. 437-449.
58. Gallimore S. J., Bolger J. J., Cumpsty N. A., Taylor M. J., Wright P. I., Place J. M. M. (2002): The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor Blading—Part i: University research and methods development. *Journal of Turbomachinery*, 124 (4), pp. 521-532.
59. Gao F., Ma W., Boudet J, Ottavy X., Lu L., Lebœuf F. (2013): Numerical analysis of Three-Dimensional corner separation in a linear compressor cascade. ASME Paper No. GT2013-95581, p. 11.
60. Gbadebo S. A., Hynes T. P., Cumpsty N. A. (2004): Influence of surface roughness on Three-Dimensional separation in axial compressors. *Journal of Turbomachinery*, 126 (4), pp. 455-463.
61. Gbadebo S. A., Cumpsty N. A., Hynes T. P. (2005): Three-Dimensional separations in axial compressors. *Journal of Turbomachinery*, 127 (2), pp. 331-339.
62. Gbadebo S. A., Cumpsty N. A., Hynes T. P. (2007): Interaction of tip clearance flow and Three-Dimensional separations in axial compressors. *Journal of Turbomachinery*, 129 (4), pp. 679-685.
63. Glanville P. (2001): Investigation Into Core Compressor Tip Leakage Modelling Techniques Using a 3D Viscous Solver. ASME 2001-GT-0336, p. 10.
64. Glassman J. (1994): Turbine design and application. NASA Technical Report, NASA SP-290.
65. Goto A. (1992): Three-Dimensional flow and mixing in an axial flow compressor with different rotor tip clearances. *Journal of Turbomachinery*, 114 (3), pp. 675-685.
66. Goodhand N., Miller R. J. (2012): The impact of real geometries on Three-Dimensional separations in compressors. *Journal of Turbomachinery*, 134 (2), p. 8.

67. Govardhan M., O. G. Krishna Kumar, Sitaram N. (2007): Investigations on low speed axial compressor with forward and backward sweep. *Journal of Thermal Science*, 16 (2), pp. 121-133.
68. Grieb H. (2009): Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke, 6th ed. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
69. Gruber J., Blahó M. (1971): Folyadékok mechanikája. Tankönyvkiadó, Budapest.
70. Gruber J. (1978): Ventilátorok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest.
71. Gyllhem D., Mohseni K., Lawrence D., Geuzaine P. (2005): Numerical simulation of flow around the colorado micro aerial vehicle. in: *35th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit*, 6-9 June, Ontario, Canada, p. 9.
72. Haller G. (2005): An objective definition of a vortex. *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 525, pp. 1-26.
73. Horlock J. H., Louis J. F., Percival P. M. E., Lakshminarayana B. (1966): Wall stall in compressor cascades. *Journal of Basic Engineering*, 88 (3), pp. 637-648.
74. Hashmi S. F. A., Qiao W., Chen P. (2011): Prediction of hub corner stall characteristics of a highly loaded low speed single stage fan. *Journal of Thermal Science*, 20 (2), pp. 106-114.
75. Hah C., Loellbach J. (1999): Development of hub corner stall and its influence on the performance of axial compressor blade rows. *Journal of Turbomachinery*, 121 (1), pp. 67-77.
76. Hawthorne W. R., Horlock J. H. (1962): Actuator disc theory of the incompressible flow in axial compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 176 (1), pp. 789-814.
77. Horlock J. H. (1982): *Axial Flow Compressors: Fluid Mechanics and Thermodynamics*. Krieger.
78. Horlock J. H., Denton J. D. (2005): A review of some early design practice using computational fluid dynamics and a current perspective. *Journal of Turbomachinery*, 127 (1), pp. 5-13.
79. Hoeger M., Schmidt-Eisenlohr U., Gomez S., Müller R., Sauer H. (2002): Numerical Simulation of the Influence of a Bulb and a Fillet on the Secondary Flow in a Compressor Cascade. TASK Quaterny 6 No.1, pp. 25-57.
80. Heyes J. G., Hodson H. P. (1993): The Measurement and Prediction of the Tip Clearance Flow in Linear Turbine Cascades. *Trans. of the ASME*, vol. 115, pp. 376-382.
81. Inoue M., Kuroumaru M. (1989): Structure of tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor. *Journal of Turbomachinery*, 111 (3), pp. 250-256.
82. Janna W. S. (2010): *Introduction to fluid mechanics*. CRC Press, 2010.
83. Jang M., Sato D., Fukano T. (2005): Experimental analysis on tip leakage and wake flow in an axial flow fan according to flow rates. *Journal of Fluids Engineering*, 127 (2), pp. 322-332.
84. Joslyn H. D., Dring R. P. (1985): Axial compressor stator aerodynamics. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 107 (2), pp. 485-492.
85. Jothiprasad G., Murray R. C., Essenhigh K., Bennett G. A., Saddoughi S., Wadia A., Breeze-Stringfellow A. (2012): Control of Tip-Clearance flow in a low speed axial compressor rotor with plasma actuation. *Journal of Turbomachinery*, 134 (2), p. 9.
86. Kang S., Hirsch C. (1993): Experimental study on the Three-Dimensional flow within a compressor cascade with tip clearance: Part I-Velocity and pressure fields. *Journal of Turbomachinery*, 115 (3), pp. 435-443.
87. Kang S., Hirsch C. (1994): Tip leakage flow in linear compressor cascade. *Journal of Turbomachinery*, 116 (4), pp. 657-664.
88. Kang S., Hirsch C. (1996): Numerical simulation of Three-Dimensional viscous flow in a linear compressor cascade with tip clearance. *Journal of Turbomachinery*, 118 (3), p. 11.
89. Keller C. (1937): *The Theory and Performance of Axial Flow Fans*, McGraw-Hill, NY-London.

90. Kato H., Taniguchi H., Matsuda K., Funazaki K.-i., Kato D., Pallot G. (2011): Experimental and numerical investigation on compressor cascade flows with tip clearance at a low reynolds number condition. *Journal of Thermal Science*, 20 (6), pp. 481-485.
91. Kavurmacioglu L., Dey D., Camci C. (2007): Aerodynamic character of partial squealer tip arrangements in an axial flow turbine. part i: Detailed aerodynamic field modifications via three dimensional viscous flow simulations around baseline tip. *Progress in Computational Fluid Dynamics, An International Journal*, 7 (7), pp. 374-386.
92. Khalid S. A., Khalsa A. S., Waitz I. A., Tan C. S., Greitzer E. M., Cumpsty N. A., Adamczyk J. J., Marble F. E. (1999): Endwall blockage in axial compressors. *Journal of Turbomachinery*, 121 (3), pp. 499-509.
93. Köktürk T. (2005): Design and performance analysis of a reversible axial flow fan, Middle East Technical University, MSc Thesis.
94. König W. M., Hennecke D. K., Fottner L. (1996): Improved blade profile loss and deviation angle models for advanced transonic compressor bladings: Part I-A model for subsonic flow," *Journal of Turbomachinery*, 118 (1), pp. 73-80.
95. Kügeler E., Nürnberger D., Weber A., Engel K. (2008): Influence of blade fillets on the performance of a 15 stage gas turbine compressor. ASME GT2008-50748, p. 10.
96. Lajos T. (2004): Az áramlástan alapjai. Műegyetemi Kiadó, Budapest.
97. Lakshminarayana B., Pandya A. (1984): Tip clearance flow in a compressor rotor passage at design and Off-Design conditions. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 106 (3), pp. 570-577.
98. Lakshminarayana B., Sitaram N., Zhang J. (1986): End-Wall and profile losses in a Low-Speed axial flow compressor rotor. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 108 (1), pp. 22-31.
99. Lakshminarayana B., Zaccaria M., Marathe B. (1995): The structure of tip clearance flow in axial flow compressors. *Journal of Turbomachinery*, 117 (3), pp. 336-347.
100. Lakshminarayana B. (1996): *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*. John Wiley & Sons, USA.
101. Lampart P. (2009): Investigation of endwall flows and losses in axial turbines. part i. formation of endwall flows and losses. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 47 (2), pp. 321-342.
102. Langston L. S. (1980): Crossflows in a turbine cascade passage. *Journal of Engineering for Power*, 102 (4), pp. 866-874.
103. Leboeuf F. (2008): Ecoulements 3D dans les turbomachines. Cours d'Option Aéronautique, Propulsion de l'Ecole Centrale de Lyon.
104. Lee H., Baek J. H., Myung H. J. (2003): Structure of tip leakage flow in a Forward-Swept Axial-Flow fan. *Flow, Turbulence and Combustion*, 70 (1), pp. 241-265.
105. Legras G., Trébinjac I., Gourdain N., Ottavy X., Castillon L. (2012): A novel approach to evaluate the benefits of casing treatment in axial compressors. *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2012, pp. 1-19.
106. Lei V. M., Spakovszky Z. S., Greitzer E. M. (2008): A criterion for axial compressor Hub-Corner stall. *Journal of Turbomachinery*, 130 (3), pp. 475-486.
107. Lewin E., Kožulović D., Stark U (2010): Experimental and numerical analysis of Hub-Corner stall in compressor cascades. ASME GT2010-22704, p. 11.
108. Lewis R. I. (1996): *Turbomachinery performance analysis*, Elsevier.
109. Li J., Chen W., Lü, F. (2010): Numerical investigation on a new type of fully reversible axial fan with two blade rows on both sides of the rotor. *Journal of Mechanical Engineering*, 46 (2), pp. 139+.
110. Li Y., Guo P. H., Xi G., Chen W. W. (2011): Efficiency enhancement mechanisms of a new type of full reversible axial-flow fan. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 225 (4), pp. 467-480.

111. Lieblein S. (1960): Incidence and Deviation-Angle correlations for compressor cascades. *Journal of Basic Engineering*, 82 (3), pp. 575-584.
112. Linnemann H. (1964): Verteilung der Meridiangeschwindigkeit in einstufigen Axialgebläsen und Axialpumpen. *Konstruktion*, vol. 3., pp: 102...107.
113. Liu B., Yu X., Wang H., Liu H., Jiang H., Chen M. (2004): Evolution of the tip leakage vortex in an axial compressor rotor. ASME GT2004-53703, p. 12.
114. Ma W., Ottavy X., Lu L., LeBoeuf F., Gao F. (2011): Experimental study of corner stall in a linear compressor cascade, *Chinese Journal of Aeronautics*, 24 (3), pp. 235-242.
115. Ma H., Zhang J., Yuan Z. (2012): Experimental study of effects of grooved tip clearances on the flow field in a compressor cascade passage. *Journal of Turbomachinery*, 134 (5), p. 12.
116. Marcinowski H. (1957): Optimalprobleme bei Axialventilatoren, VDI-Verlag, Düsseldorf.
117. McFarland R. (1982): Solution of plane cascade flow using improved surface singularity methods. *Journal of Engineering for Power*, 104 (3), pp. 668-674.
118. McDougall N. M. (1990): A comparison between the design point and Near-Stall performance of an axial compressor. *Journal of Turbomachinery*, 112 (1), pp. 109-115.
119. McKenzie A. B. (1997): *Axial Flow Fans and Compressors: Aerodynamic Design and Performance (Cranfield Series on Turbomachinery Technology)*. Gower Technical.
120. McNulty G. S., Decker J. J., Beacher B. F., Khalid S. A. (2004): The impact of forward swept rotors on tip clearance flows in subsonic axial compressors. *Journal of Turbomachinery*, 126 (4), pp. 445-454.
121. Meyer R., Schulz S., Liesner K., Passrucker H., Wunderer R. (2012): A parameter study on the influence of fillets on the compressor cascade performance. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 50 (1), pp. 131-145.
122. Miorini R. L., Wu H., Katz J. (2012): The internal structure of the tip leakage vortex within the rotor of an axial waterjet pump. *Journal of Turbomachinery*, 134 (3), p. 12.
123. Moore J., Tilton J. S. (1988): Tip leakage flow in a linear turbine cascade. *Journal of Turbomachinery*, 110 (1), pp. 18-26.
124. Moyle I. N. (1991): An Experimental and Analytical Study of TIP Clearance Effects in axial flow compressor, Naval Postgraduate School, NPS AA-92-001CR, p. 234.
125. Mönig R., Mildner F., Röper R. (2001): Viscous-Flow Two-Dimensional analysis including secondary flow effects. *Journal of Turbomachinery*, 123 (3), pp. 558-567.
126. Novak R. A. (1967): Streamline curvature computing procedures for Fluid-Flow problems. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 89 (4), pp. 478-490.
127. Oweis G. F., Fry D., Chesnakas C. J., Jessup S. D., Ceccio S. L. (2006): Development of a Tip-Leakage Flow—Part 1: The flow over a range of reynolds numbers. *Journal of Fluids Engineering*, 128 (4), pp. 751-764.
128. Pandya A., Lakshminarayana B. (1983): Investigation of the tip clearance flow inside and at the exit of a compressor rotor passage - part i: mean velocity field. *Journal of engineering for power*, 105 (1), pp: 1-12.
129. Peacock R. E. (1983): A review of turbomachinery tip gap effects: Part 2: Rotating machinery. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 4 (1), pp. 3-16.
130. Piscopo G. (2013): Preliminary Aerothermal Design of Axial Compressors, Cranfield university, Masters by Research Thesis.
131. Pollard D., Gostelow J. P. (1967): Some experiments at low speed on compressor cascades. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 89 (3), p. 13.
132. Rains D. A. (1954): Tip clearance flows in axial flow compressors and pumps. California Institute of Technology, Hydrodynamics and Mechanical Eng. Laboratories, Report No. 5.
133. Ramakrishna V., Govardhan M. (2009): Stall characteristics and tip clearance effects in forward swept axial compressor rotors. *Journal of Thermal Science*, 18 (1), pp. 40-47.
134. Ramakrishna V., Govardhan M. (2009): Study of sweep and induced dihedral effects in subsonic axial flow compressor Passages—Part i: Design Considerations—Changes in

- incidence, deflection, and streamline curvature. *International Journal of Rotating Machinery*, p. 11.
135. Ramakrishna P. V., Govardhan M. (2010): Study of sweep and induced dihedral effects in subsonic axial flow compressor Passages—Part II: Detailed study of the effects on tip leakage phenomena. *International Journal of Rotating Machinery*, p. 13.
 136. Ravindranath A., Lakshminarayana B. (1982): Rotor wake mixing effects downstream of a compressor rotor. *Journal of Engineering for Power*, 104 (1), pp. 202-210.
 137. Roberts W. B., Serovy G. K., Sandercock D. M (1988): Design point variation of Three-Dimensional loss and deviation for axial compressor middle stages. *Journal of Turbomachinery*, 110 (4), pp. 426-433.
 138. Schobeiri T. (1997): Advanced compressor loss correlations, part i: Theoretical aspects. *International Journal of Rotating Machinery*, 3 (3), pp. 163-177.
 139. Schobeiri M. T. (2012): *Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance*. Springer, Berlin Heidelberg.
 140. Schulz H. D., Gallus H. E., Lakshminarayana B. (1990): Three-Dimensional separated flow field in the endwall region of an annular compressor cascade in the presence of Rotor-Stator interaction: Part 1-Quasi-steady flow field and comparison with Steady-State data. *Journal of Turbomachinery*, 112 (4), pp. 669-678.
 141. Schulz H. D., Gallus H. E., Lakshminarayana B. (1990): Three-Dimensional separated flow field in the endwall region of an annular compressor cascade in the presence of Rotor-Stator interaction: Part 2-Unsteady flow and pressure field. *Journal of Turbomachinery*, 112 (4), pp. 679-688.
 142. Schweitzer J., Garberoglio J. (1984): Maximum loading capability of axial flow compressors. *Journal of Aircraft*, 21 (8), pp. 593-600.
 143. Simoes R., Montojos B. G., Moura N. R., Su J. (2009): Validation of turbulence models for simulation of axial flow compressor. 20th International Congress of Mechanical Engineering, November 15-20, Gramado, Brasil, p. 9.
 144. Sitaram N., Lakshminarayana B. (1983): End wall flow characteristics and overall performance of an axial flow compressor stage. NASA Technical Report, NASA-CR-3671.
 145. Somlyódy L. (1971): Axiálventilátorok tervezése és jelleggörbeszámítása. Műszaki doktori értekezés, BME.
 146. Storer J. A. (1991): Discussion: " similarity analysis of compressor tip clearance flow structure" (Chen, g. t., Greitzer, e. m., Tan, c. s., and Marble, f. e., 1991, ASME j. turbomach., 113, pp. 260–269)," *Journal of Turbomachinery*, 113 (2), pp. 270+.
 147. Storer J. A., Cumpsty N. A. (1991): Tip leakage flow in axial compressors. *Journal of Turbomachinery*, 113 (2), pp. 252-259.
 148. Storer J. A., Cumpsty N. A. (1994): An approximate analysis and prediction method for tip clearance loss in axial compressors. *Journal of Turbomachinery*, 116 (4), pp. 648-656.
 149. Stratford B. S. (1967): The use of boundary layer techniques to calculate the blockage from the annulus boundary layers in a compressor. ASME Paper No. 67-WA/GT-7., p. 7.
 150. Suder K. L., Celestina M. L. (1996): Experimental and computational investigation of the tip clearance flow in a transonic axial compressor rotor. *Journal of Turbomachinery*, 118 (2), pp. 218-229.
 151. Suder K. L. (1998): Blockage development in a transonic, axial compressor rotor. *Journal of Turbomachinery*, 120 (3), pp. 465-476.
 152. Swan W. C. (1961): A practical method of predicting Transonic-Compressor performance. *Journal of Engineering for Power*, 83 (3), pp. 322-330.
 153. Szendrő P. (2003): Géptan, Mezőgazda Kiadó, Budapest.
 154. Szlivka F., Keszthelyi I., Tóth L., Balló B., Schrempf N. (2003): Axiális ventilátor mérésére alkalmas mérőberendezés fejlesztése a Szent István Egyetemen. Magyar Tudományos Akadémia Agrártudományok Osztálya Agrár-Műszaki Bizottság Kutatási és Fejlesztési Tanácskozás Nr. 28., június 20-21., Gödöllő, Magyarország, pp. 189-201.

155. Szlivka F., Molnár I. (2008): Measured and non-free vortex design results of axial flow fans. 22 (10), pp. 1902-1907.
156. Tallman J., Lakshminarayana B. (2001): Numerical simulation of tip leakage flows in axial flow turbines, with emphasis on flow physics: Part I—Effect of tip clearance height. *Journal of Turbomachinery*, 123 (2), pp. 314-323.
157. Templalexis I., Pilidis P., Pachidis V., Kotsiopoulos P. (2011): Development of a Two-Dimensional streamline curvature code. *Journal of Turbomachinery*, 133 (1), p. 7.
158. Tu J. (2008): *Computational fluid dynamics: a practical approach*, Butterworth-Heinemann c/o Elsevier.
159. Vad J., Bencze F. (1998): Three-dimensional flow in axial flow fans of non-free vortex design. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 19 (6), pp. 601-607.
160. Vad J. (2001): Incorporation of forward blade sweep in the non-free vortex design method of axial flow turbomachinery rotors. *Periodica polytechnica ser. mech.*, 45 (2), pp. 217-237.
161. Vad J., Kwedikha A., Jaberg H. (2006): Effects of blade sweep on the performance characteristics of axial flow turbomachinery rotors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 220 (7), pp. 737-749.
162. Vad J., Kwedikha A., Horváth Cs., Balczó M., Lohász M. M., Rékert T. (2007): Aerodynamic effects of forward blade skew in axial flow rotors of controlled vortex design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 221 (7), pp. 1011-1023.
163. Vad J. (2008): Aerodynamic effects of blade sweep and skew in low-speed axial flow rotors at the design flow rate: An overview, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 222 (1), pp. 69-85.
164. Vad J. (2010): Radial fluid migration and endwall blockage in axial flow rotors," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 224 (3), pp. 399-417.
165. Vad J. (2011): Lapátnyilazás alkalmazása sugár mentén növekvő lapátcirkulációra tervezett axiális átömlésű ventilátor-járókerekekre. MTA doktori értekezés téziszülete, Budapest.
166. Vad J. (2011): Blade sweep applied to axial flow fan rotors of controlled vortex design. Doctoral thesis hungarian academy of sciences, Budapest.
167. Vad J. (2011): Correlation of flow path length to total pressure loss in diffuser flows. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 225 (4), pp. 481-496.
168. Vad J. (2013): Forward blade sweep applied to Low-Speed axial fan rotors of controlled vortex design: An overview. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135 (1), pp. 012601-1:012601-9.
169. Walker M., Gregory-Smith D. G., He L. (2005): A study of large tip clearance in a row of low speed compressor blades. 6th European Conference on Turbomachinery Fluid-Mechanics and Thermodynamics, 07 - 11 Mar, France.
170. Wang X. D., Hirsch C., Kang S., Lacor C. (2011): Multi-objective optimization of turbomachinery using improved NSGA-II and approximation model. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 200 (9), pp. 883-895.
171. Wennerstrom A. J. (1984): Experimental study of a High-Throughflow transonic axial compressor stage. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 106 (3), pp. 552-560.
172. Wennerstrom A. J. (1990): Highly loaded axial flow compressors: History and current developments. *Journal of Turbomachinery*, 112 (4), pp. 567-578.
173. Wheeler P. S., Sofia A., Miller R. J. (2009): The effect of Leading-Edge geometry on wake interactions in compressors. *Journal of Turbomachinery*, 131 (4), pp. 041 013+.
174. Williams R., Gregory-Smith D., He L. (2006): A study of large tip clearance flows in an axial compressor blade row. ASME Paper No. GT2006-90463, p. 9.
175. Wislicenus G. F. (1965): *Fluid Mechanics of Turbomachinery*, Dover Publications.

176. Wright T., Simmons W. E. (1990): Blade sweep for Low-Speed axial fans. *Journal of Turbomachinery*, 112 (1), pp. 151-158.
177. Wu H., Miorini R. L., Katz J. (2011): Measurements of the tip leakage vortex structures and turbulence in the meridional plane of an axial water-jet pump. *Experiments in Fluids*, 50 (4), pp. 989-1003.
178. Yamamoto A. (1989): Endwall Flow/Loss mechanisms in a linear turbine cascade with blade tip clearance. *Journal of Turbomachinery*, 111 (3), pp. 264-275.
179. Yang L., Hua O., Zhao-Hui D. (2007): Optimization design and experimental study of Low-Pressure axial fan with Forward-Skewed blades. *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2007, pp. 1-10.
180. You D., Wang M., Moin P., Mittal R. (2006): Effects of tip-gap size on the tip-leakage flow in a turbomachinery cascade. *Physics of Fluids*, 18 (10), pp. 105102+.
181. Yu X., Liu B. (2010): A prediction model for corner Separation/Stall in axial compressors. ASME Paper No. GT2010-22453, pp. 211-222.
182. Yoon Y. S., Song S. J., Shin H. W. (2006): Influence of flow coefficient, stagger angle, and tip clearance on tip vortex in axial compressors. *Journal of Fluids Engineering*, 128 (6), pp. 1274-1280.
183. Yu X., Baojie L., Haokang J. (2007): Characteristics of the tip leakage vortex in a Low-Speed axial compressor. *AIAA Journal*, 45 (4), pp. 870-878.
184. Zhang H., Deng X., Chen J., Huang W (2005): Unsteady tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor. *Journal of Thermal Science*, 14 (3), pp. 211-219.
185. Zhang D., Shi W., Wu S., Pan D., Shao P., Wang H. (2013): Numerical and experimental investigation of tip leakage vortex trajectory in an axial flow pump. ASME Paper No. FEDSM2013-16058, p. 14.
186. Van Zante D. E., Strazisar A. J., Wood J. R., Hathaway M. D., Okiishi T. H. (2000): Recommendations for achieving accurate numerical simulation of tip clearance flows in transonic compressor rotors. *Journal of Turbomachinery*, 122 (4), pp. 733-742.
187. Zhu X., Lin W., Du Z. (2005): Experimental and numerical investigation of the flow field in the tip region of an axial ventilation fan. *Journal of Fluids Engineering*, 127 (2), pp. 299-307.
188. Zhu X. C., Hu J. F., Ou-Yang H., Tian J., Qiang X. Q., Du Z. H. (2013): The off-design performance prediction of axial compressor based on 2D approach. *Journal of theoretical and applied mechanics*, 51 (3), pp. 523-531.
189. Spasić Z. T., Milanović S. M., Šušteršič V. M., Nikolić B. D. (2012): Low-pressure reversible axial fan with straight profile blades and relatively high efficiency. *Thermal Science*, 16 (2). pp. 593-603.

M2: Az értekezés témaköréhez kapcsolódó publikációk*Lektorált cikk idegen nyelven*

1. **Fenyvesi, D.**, Szlivka, F.: Design of axial flow fan rotor with constant blade chord method, Hungarian Agricultural Engineering, Gödöllő, Hungary, 2008, No. 21, pp. 23-24.
2. **Fenyvesi, D.**, Szlivka, F.: Investigation and calculation of a reversible axial flow ducted fan, Acta Polytechnica Hungarica (bírálat alatt)
3. Fenyvesi, L., **Fenyvesi, D.**: Optimization of a supporting device for mechanical harvesting, Acta Horticulturae, 2008, Nr. 768, pp. 423-430.
4. Szalay, K., Deákvári, J., Csorba, A., **Fenyvesi, D.**: Integrated ground and airborne sampling methods for measuring and modelling the change of moisture content value in agricultural lands, The Experiment, 2013, Vol. 9(2), pp. 532-540.
5. Fenyvesi, L., **Fenyvesi, D.**, Csatár, A.: Stress analysis in fruits, Advances in Mechanical Engineering, 2013, Vol. 2013, pp. 1-6.

Lektorált cikk magyar nyelven:

6. **Fenyvesi, D.**: Axiális átömlésű reverzálható síklemez-lapátos járókerék számítása és mérési tapasztalatai, GÉP, LVII. évf., 2006, 1. sz., 14-18 o.
7. **Fenyvesi, D.**, Szlivka, F.: Síklemez-lapátos axiál ventilátor tervezése és vizsgálata, Mezőgazdaság Technika, 2012. január, 2-3 o.

Nemzetközi konferencia kiadvány

8. Fenyvesi, L., **Fenyvesi, D.**: Mechanical interaction between soil and vibrated tillage tools, ISTRO 17th Triennial Conference, Kiel, Germany, 28 Aug – 3 Sept, 2006, pp. 165-170. (ISBN 3-9811134-0-3)
9. Fenyvesi, L., Csorba, L., **Fenyvesi, D.**: Mathematical simulation of the mechanical interaction between grape harvester and trellis, XVI. CIGR World Congress, Bonn, Germany, 03-09 Sept., 2006, p. 6. (CD, ISSN 0083-5560, Archive Nr. 44019580647, subject 1958/2006)
10. Fenyvesi, L., **Fenyvesi, D.**: Optimization of a supporting device for mechanical harvesting, Seoul, Korea, 13 May, 2008, Vol. 1., p. 6.
11. **Fenyvesi, D.**, Szlivka, F.: Calculation and measurement of a reversible axial flow fan, Seminar of Energy and Environment in the Practice, Gödöllő, Hungary, 19. Aug, 2008, pp. 53-57.

Magyar nyelvű konferencia kiadvány:

12. **Fenyvesi, D.**, Szlivka F.: Axiális átömlésű reverzálható síklemez-lapátos járókerék számítása és mérési tapasztalatai, Tudomány Napja, Dunaújváros, 2005. november 7-11, 243-251 o.

13. **Fenyvesi, D.**, Szlivka, F.: Axiális átömlésű reverzálható síklemez-lapátos járókerék számítása és mérési tapasztalatai, MTA-AMB XXIX. Kutatási és fejlesztési tanácskozás, SZIE-Gödöllő, 2006. január 24., 2. kötet, 244-248 o. (ISBN 963 611 440 0)
14. **Fenyvesi, D.**: Axiális átömlésű járókerék rácsszámítási elveinek kritikai elemzése, Tudomány Napja, Dunaújváros, 2006. november 13-18., 108-115 o.
15. **Fenyvesi, D.**, Szlivka F.: Nagy áramlási teljesítményű axiális átömlésű ventilátor tervezése sugár mentén növekvő cirkuláció módszerével, MTA-AMB XXXII. Kutatási és fejlesztési tanácskozás, SZIE-Gödöllő, január 22., 2. kötet, 188-192 o. (ISBN 9789636114534)
16. **Fenyvesi, D.**, Szlivka, F.: Sugár mentén növekvő cirkulációra történő tervezési módszer továbbfejlesztése, figyelembe véve a lokális veszteségforrásokat, MTA-AMB XXXII. Kutatási és fejlesztési tanácskozás, SZIE-Gödöllő, 2008. január 22., 2. kötet, 193-197 o. (ISBN 9789636114534)
17. **Fenyvesi, D.**, Szlivka, F.: Nagy terhelésű axiális ventilátor tervezése sugár mentén növekvő cirkuláció módszerével, FMTÜ, Románia, Kolozsvár, 2008. március 14-15., 89-92 o.
18. **Fenyvesi, D.**, Szlivka, F.: Axiális ventilátor tervezése sugár mentén növekvő cirkuláció módszerével, Tudomány Napja, Dunaújváros, 2008. nov. 12-13., CD kiadvány, 8 o.
19. **Fenyvesi, D.**: Axiális átömlésű ventilátor tervezése állandó lapát-húrhossz módszerrel, Tudomány Ünnepe, BMF-Budapest, 2008. nov. 6., CD kiadvány, 8 o.
20. **Fenyvesi, D.**: Axiális átömlésű rotor lapátrés veszteség modellezése, Magyar Tudomány Ünnepe, BMF-Budapest, 2010 nov. 10-11., CD kiadvány, 16 o.
21. **Fenyvesi, D.**: Lapátrés méret hatása az áramlási térre egyenes lapátos axiális átömlésű ventilátor esetén, optimális lapátrés méret, IESB 2011, OE-Budapest, 2011 nov. 15-16., CD kiadvány, 25 o.
22. **Fenyvesi, D.**: Nyilazott lapátos axiális átömlésű ventilátor számítása és numerikus vizsgálata - I. rész: Lapátrács tervezés a diffúzió szám lokális előírásával, microCAD XXVI., Miskolci-Egyetem, 2012. márc. 29-30., 7 o.
23. **Fenyvesi, D.**: Nyilazott lapátos axiális átömlésű ventilátor számítása és numerikus vizsgálata – II. rész: Numerikus vizsgálat a tervezési térfogat áramon, microCAD XXVI., Miskolci-Egyetem, 2012. márc. 29-30., 7 o.
24. **Fenyvesi, D.**: Alacsony kerületi sebességű axiális átömlésű járókerék tervezése és numerikus vizsgálata - I. Rész: járókerék tervezése sugár mentén előírt diffúzió szám módszerével, IESB 2012, OE – Budapest, 2012. november 21., 9 o.
25. **Fenyvesi, D.**: Alacsony kerületi sebességű axiális átömlésű járókerék tervezése és numerikus vizsgálata - II. Rész: áramlási tér vizsgálata számítógépes módszerrel, IESB 2012, OE – Budapest, 2012. november 21., 8 o.

Nemzetközi konferencia összefoglaló

26. Fenyvesi, L., **Fenyvesi, D.**: Mechanical interaction between soil and vibrated tillage, ISTRO 17th Triennial Conference, Kiel, Germany, 28 Aug – 3 Sept, 2006, pp. 40-41.

Magyar nyelvű konferencia összefoglaló

27. **Fenyvesi, D.**: Forgó lapátrács keveredési veszteségének számítása, IESB 2011, OE-Budapest, 2011 nov. 15-16., CD kiadvány, 1 p.
28. **Fenyvesi, D.**: Axiális átömlésű járókerék rácsszámítási elveinek kritikai elemzése, MTA-AMB XXXI. Kutatási és fejlesztési tanácskozás, SZIE-Gödöllő, 2007. január 23., 1 p.
29. **Fenyvesi, D.**: Nyilazott lapátozású axiális átömlésű járókerék számítása és numerikus vizsgálata, BJMT Alkalmazott matematikai konferencia, SZE – Győr, 2012. június 21-23., 1 p.

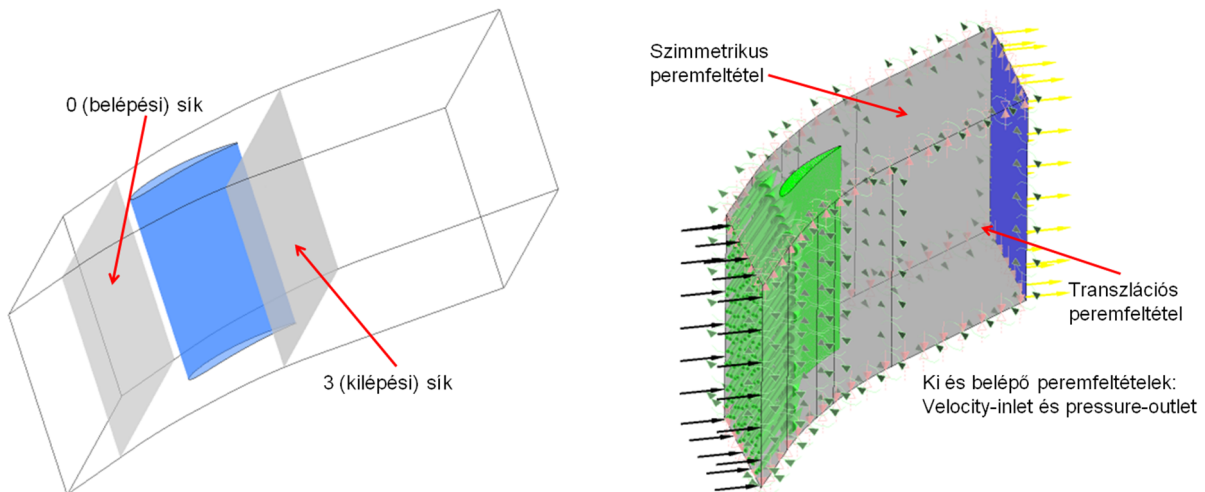
M3: Végtelenített lineáris lapátrács numerikus szimulációja, ellenőrző felület a lapátrésben

A lapátrés átfolyási szám meghatározásánál, a különböző üzemállapotokban elő kell állítani a határréteggel rendelkező primer síkáramlás sebesség és nyomásterét. Síkáramlás modellezésénél az adott sugarú járókerék rácsmetszetet a lapátosztásnak (s) megfelelően síkba terítem és végtelenített álló egyenes (lineáris) lapátrácsnak tekintem (1. ábra). Lapátrács méréseknél ezt az idealizált teret úgy közelítették, hogy az erre kialakított szélesatornában a fal határréteget szívják, ill. a lapátosztásnak megfelelően annyi lapátot helyeztek el, amíg a lapátközépen mért jellemzők függetlenné nem váltak a lapátszámtól.

A CFX szoftver tartalmazza azon peremfeltételeket, amivel mind hossz és mind keresztirányban a végtelenített idealizált egyenes lapátrács szimulálható. Szimmetrikus peremfeltételek alkalmazásával a síkáramlás kényszere előírható, azaz a szimmetrikus peremfeltétel síkjával párhuzamos síkban az áramlás képe egybevágó, merőleges sebesség komponens nincs.

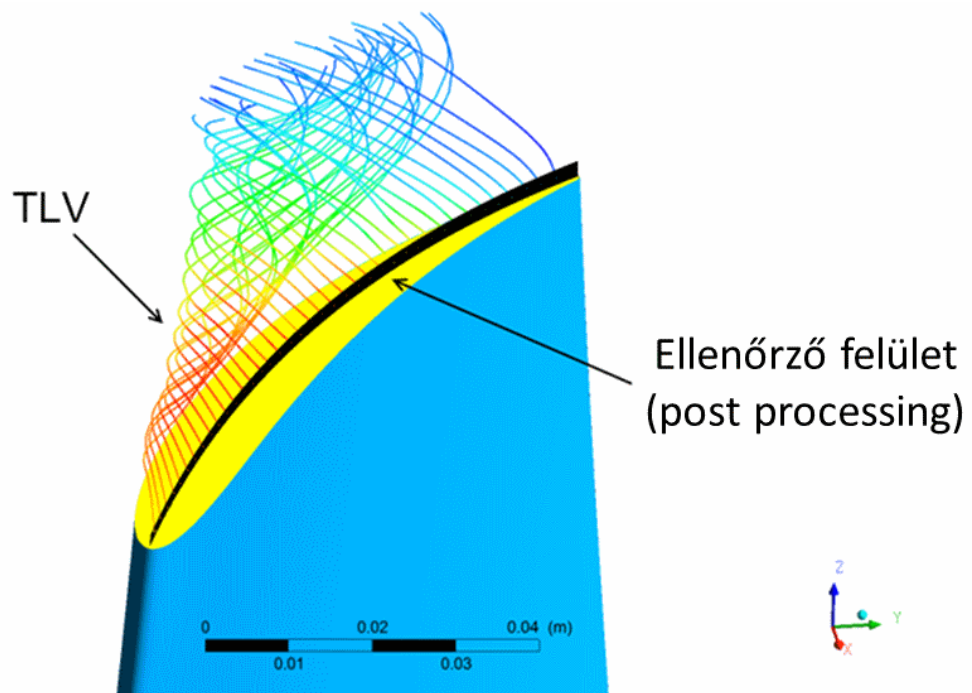
Egybevágó oldalfalakra felírt translációs peremfeltételekkel, a lapátrács végteleníthető, ill. a szimmetria kihasználásával csak egy lapát szimulációja szükséges, így a számolási idő lerövidíthető. Transzlációs oldalfalak kialakításánál ügyeltem arra, hogy a lapát vázvonallal közel egybevágó legyen, így a sebességek is jó közelítéssel érintő irányúak. Falak geometriai diszkretizálásánál 1:1 háló kapcsolatot alkalmaztam a translációs periodicitásnál. Mind az áramvonalakkal közel egybevágó oldalfalak mind pedig az 1:1 háló kapcsolatban a numerikus pontosság javítható.

Geometria diszkretizálásánál strukturálatlan tetrahedra hálót alkalmaztam, falközelemben a határréteg háló prizmatikus. Az áramlás szimulálásánál low-Re $k-\omega$ turbulencia modellt alkalmaztam, ezzel összhangban a lapát felületén a dimenziótlan faltávolság $y^+ \leq 1$, így kijelenthető, hogy a lamináris alapréteg is felbontásra került. Cellaszám a lapátrács szimulációja során a strukturálatlanság miatt 1.5...2 millió db. között oszlik el. Munkaközeg „Air Ideal Gas”, mivel a teljes áramlási tartományra érvényes $Ma \ll 0.3$. Belépő peremfeltétel „velocity inlet”. Kilépő peremfeltétel „static pressure” atmoszférikus nyomás.



1. ábra: Végtelen lineáris rács numerikus modell

Kiértékelésnél (post-process), a résben elhelyezett végtelen vékony ellenőrző felület segítségével, a résen átömlő térfogatot határozom meg, amely segítségével a lapátrés átlagsebességét számolom (2. ábra).



2. ábra: Ellenőrző felület a lapátrésben

M4: Módszer a sebességtér gátlás vizsgálatára

A dolgozatban olyan tényezőt vezetek be, amelyek segítségével a sebességtér pangás számszerűsíthető és egymással összehasonlítható. Gátoltnak nevezem azt a tartományt, ahol a vizsgált axiális sebesség komponens kisebb, mint a tervezési.

Bevezetem Inoue et al. (1986) analógiájára az axiális sebességtér mozgási energia hiány tényezőjét:

$$Y_{ax} = \frac{w_{3ax} - (w_{3ax})_{CFD}}{w_{3ax}} \quad (1)$$

Axiális mozgási energia hiány ismeretében bevezetem az axiális sebesség gátlást (**AFB** – **Axial Flow Blockage**) amit a lapát kilépőél mögötti, axiális normálisú vizsgálati síkon értelmezem, a következőképpen. Definiálok egy egységugrás függvényt, amely 1 vagy 0 értéket vehet fel attól függően, hogy a vizsgálati síkon Y_{ax} előjele hogyan változik. Ha negatív, akkor az egységugrás függvény 0 (fehér tartomány), ebben az esetben, az axiális sebesség értéke nagyobb, mint a tervezési, ezt a tartományt a dolgozat nem tekinti veszteség zónának. Ellenkező esetben az egységugrás függvény értéke 1, ami lecsökkent mozgási energiájú – pangó - közegre utal (fekete tartomány).

Az egységugrás függvény a következő:

$$f_{ax}(r, \theta) = \begin{cases} 0 & \text{ha } Y_{ax} \leq 0 \\ 1 & \text{ha } Y_{ax} > 0 \end{cases} \quad (2)$$

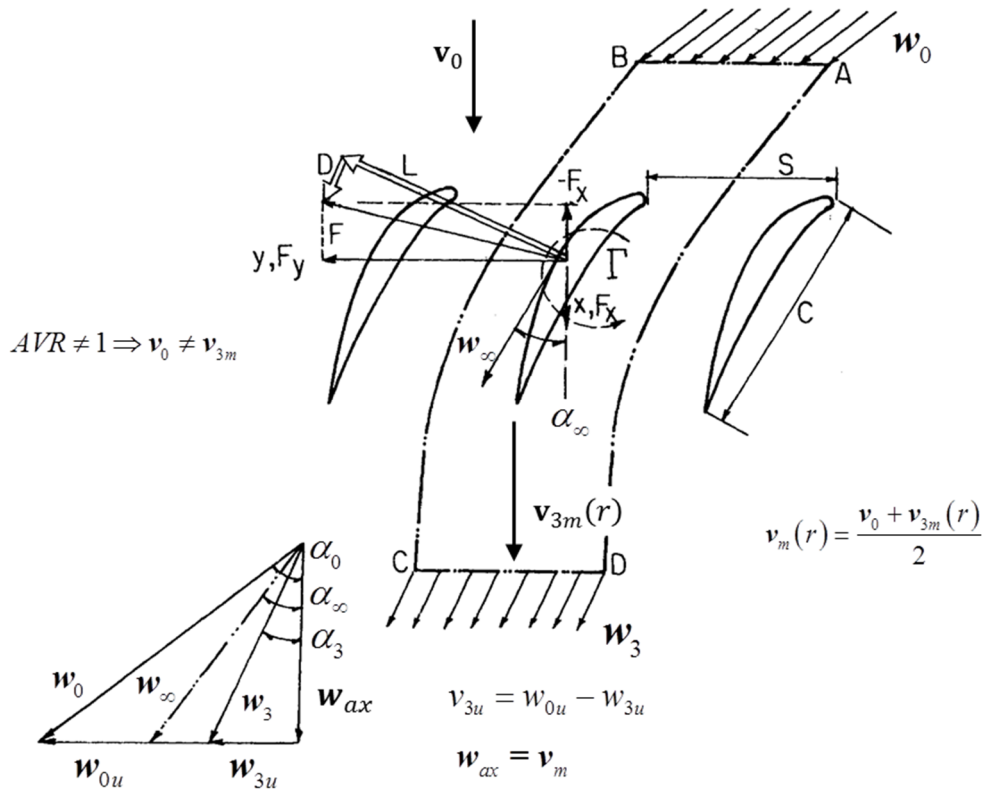
Ha Y_{ax} pozitív ott sebesség csökkenés jön létre (fekete tartomány), ennek aránya a teljes vizsgálati síkhoz megadja a gátlás tényezőt:

$$AFB = \frac{\iint f_{ax}(r, \theta) r dr d\theta}{\iint 1 \cdot r dr d\theta} \quad (3)$$

Ha a gátlás („fekete tartomány”) nő, akkor írhatom: $\left(\iint f_{ax}(r, \theta) r dr d\theta\right) \uparrow \Rightarrow AFB \rightarrow 1$

M5: A felhajtóerő tényező és az ellenállás tényező kapcsolata az össznyomás növekedéssel és a profilveszteséggel

Az áramló közegről a szilárd testre ható erő a test felületén keletkező nyomás- és csúsztatófeszültség-megoszlás (~súrlódás) eredményeként alakul ki (Lajos, 2004). A szárnyra ható erőt a meg fűvási sebesség (w_∞) irányához viszonyítva két összetevőre bontjuk, a rá merőleges komponens a felhajtóerő, amely a cirkulációval egyenesen arányos (Zsukovszkij-tétel), sebesség irányába eső komponens pedig az ellenállás erő, amely a súrlódás következménye. Az 1. ábra segítségével bemutatom a vizsgált tényezőket, feltételezve, hogy a rács kiterjedése az ábra síkjával merőlegesen egységnyi.



1. ábra: Szárnyra ható erők és átlagsebességek (Lakshminarayana, 1996)

A folytonosság következtében axiális irányban nincs sebesség változás, ezért az axiális erő csak a szárnyrács síkjával párhuzamos oldalakra ható nyomáskülönbséggel tart egyensúlyt, így figyelembe véve a rácsosztást az egy lapátra ható erő (Lakshminarayana, 1996):

$$-F_x = s(p_3 - p_0) \quad (1)$$

Mivel a statikus nyomás az abszolút és a relatív rendszerben egyezik, a Bernoulli-egyenlet segítségével kifejezhetjük az abszolút sebesség térrel:

$$-F_x = s \left(\Delta P_t + \frac{\rho}{2} (v_0^2 - v_3^2) \right) \approx s \left(\Delta P_t + \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{Q}{A_{gy}} \right)^2 - v_3^2 \right) \right) \sim s \left(\rho v_{3u} + \frac{\rho}{2} (-v_{3u}^2) \right) \quad (2)$$

Mivel a dolgozat súrlódásos lapátrács áramlást vizsgál, ezért a nyomáskülönbségek számításánál (1) figyelembe kell venni a veszteség tagot a következőképpen:

$$-(p_3 - p_0) = \rho \left(\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right) + \Delta p_0 \quad (3)$$

Ahol Δp_0 a relatív sebességtérben értelmezett össznyomás különbség, amely (2.6) alapján a veszteség tényezővel (ω) arányos. Látható, hogy a (3) egyenlet a relatív rendszerben felírt veszteséges Bernoulli-egyenletnek felel meg. Feltételezem, hogy a járókerék a tervezési állapotának megfelelően, a munkapontban üzemel, akkor a határoló falaktól távol:

$$D \approx F_x \sim \Delta p_0 \Rightarrow D \approx f(\omega) \wedge (D \uparrow \therefore \omega \uparrow) \quad (4)$$

A tangenciális irányban ébredő erő, a másodpercenként átáramló tömeg y -irányú sebesség változásával arányos (Lakshminarayana, 1996):

$$F_y = \rho w_{ax} s (w_{0u} - w_{3u}) \quad (5)$$

Így az egy lapátra ható cirkuláció is bevezethető:

$$F_y = \rho w_{ax} s v_{3u} = \rho w_{ax} \Gamma \quad (6)$$

Az Euler-turbina egyenlet értelmében a lapát körüli cirkuláció és az abszolút sebesség tér össznyomás különbség között lineáris a kapcsolat:

$$F_y \approx \left(\frac{1}{N n_f} \right) w_{ax} \Delta P_t \quad (7)$$

Ha feltételezzük, hogy a súrlódás elhanyagolható ($\Delta p_0 = 0$) továbbá, hogy $w_{ax} = v_0 = \text{áll.}$, fal közeli tartományt leszámítva ez helytálló közelítés, akkor a Zsukovszkij-tétel alapján írható:

$$L = F_y \approx \left(\frac{1}{N n_f} \right) v_0 \Delta P_t \quad (8)$$

Ebből az egyszerű közelítésből megállapítható, hogy a lapát terhelhetőség egyenes arányban van az össznyomás különbséggel és a belépő axiális irányú abszolút sebességgel, valamint fordítottan arányos a lapát- ill. a fordulatszámmal.

A megfúvási sebességre merőleges felhajtóerő:

$$L = -F_x \sin \alpha_\infty + F_y \cos \alpha_\infty \quad (9)$$

A megfúvási sebességgel párhuzamos ellenállás erő:

$$D = F_y \sin \alpha_\infty + F_x \cos \alpha_\infty \quad (10)$$

A (9) és (10) egyenletben alkalmazott trigonometrikus függvények értelme a sebességi háromszögek alapján:

$$\sin \alpha_\infty = \frac{u - \frac{v_{3u}}{2}}{\sqrt{v_0^2 + \left(u - \frac{v_{3u}}{2}\right)^2}} \quad (11)$$

$$\cos \alpha_\infty = \frac{v_0}{\sqrt{v_0^2 + \left(u - \frac{v_{3u}}{2}\right)^2}} \quad (12)$$

Az ellenállás erő kifejezhető a következőképpen is (Dixon, Hall, 2014):

$$D = s \Delta p_0 \cos \alpha_\infty = s c \rho \Pi w_3^2 \quad (13)$$

Bevezetve a relatív rendszerben értelmezett torló nyomás (profil) veszteséget (2.6):

$$D = s\Delta p_0 \cos \alpha_\infty = 0.5\rho w_0^2 \omega \cos \alpha_\infty \quad (14)$$

A (13) és a (14) figyelembe vételével, az ellenállás erőt fel tudom írni a következő változók függvényében, feltételezve, hogy $p_0 \approx \text{áll.}$:

$$\left[(D_{cső}, n_f, Q, v) = \text{áll.} \right] \Rightarrow D = f(p_3, v_{3u}) \quad (15)$$

A felhajtóerő- és az ellenállás tényező bevezetésénél az erőket a megfújási sebességből számolt dinamikus nyomás és a húr hossz szorzatával dimenziótlanjuk.

$$C_L = \frac{L}{\frac{\rho}{2} w_\infty^2 c} \quad (16)$$

$$C_D = \frac{D}{\frac{\rho}{2} w_\infty^2 c} \quad (17)$$

A felhajtóerő-, ellenállás-erő tényező és a nyomásnövekedésre levezetett összefüggés (Lakshminarayana, 1996):

$$\psi^* = \frac{w_{ax}}{2u} \sec \alpha_\infty C_L \frac{c}{s} \left(1 + \frac{C_D}{C_L} \tan \alpha_\infty \right) \quad (18)$$

Ahol $\psi^* = v_{3u}/u$. Ebből az ellenállás tényezőt kifejezve:

$$C_D = \text{ctg} \alpha_\infty \left[\left(\frac{2}{v_m \sigma} \right) v_{3u} \sin \alpha_\infty - C_L \right] \quad (19)$$

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Köszönöm a Doktori Iskola vezetőjének, Dr. Farkas István professzor úrnak, hogy támogatta a dolgozatom megszületését. Tanácsai, sokat segítettek az eredmények megfogalmazásában és megszerezésében.

Köszönöm konzulensemnek Dr. Szlivka Ferenc professzor úrnak, hogy a hasznos észrevételeivel és tanácsaival nagyban hozzájárult a dolgozatom megszületéséhez.

Kiemelten köszönöm Dr. M. Csizmadia Béla professzor úrnak a dolgozatom iránti szüntelen érdeklődést és a technikai segítségnyújtást, e nélkül nem született volna meg a dolgozat.

Köszönöm opponenseimnek Dr. Kollár László és Dr. Zachár András docens uraknak az értékes szakmai észrevételeket.

Köszönöm Dr. Vad János professzor úrnak a disszertáció megszületése során tett értékes észrevételeket és a szakirodalom kutatásban nyújtott segítséget.

Köszönöm Édesanyám lelki támogatását és Édesapám tanácsait.