



Axiális átömlésű ventilátor lapátnyilazás és reverzálhatóság

Doktori (PhD) értekezés tézisei

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

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	2
1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK	5
1.1. A választott témakör jelentősége, célkitűzéseim	5
1.2. Célkitűzések	5
2. ANYAG ÉS MÓDSZER	6
2.1. Járókerék számítása állandó húr hossz módszerével, előtervezés	6
2.2. Nyilazott lapátózás szerkesztése a tervezési diffúzió szám lokális előírásával	7
2.3. Reverzálható járókerék tervezése	8
2.4. Numerikus modell validálása	10
3. EREDMÉNYEK	11
3.1. Állandó húrra és konstans diffúzió számra tervezett járókerék lapátrés vizsgálata	11
3.1.1. <i>Lapátrés átfolyási tényező számítása</i>	11
3.1.2. <i>A járókerék hidraulikai hatásfoka</i>	11
3.1.3. <i>A 3D áramlás jellemzése átlagolt paraméterekkel</i>	12
3.1.4. <i>Sebességtér gátlás vizsgálata</i>	14
3.1.5. <i>Statikus nyomás eloszlása a lapátvégen</i>	14
3.2. A tervezési lokális diffúzió szám előírásán alapuló nyilazott lapátózású járókerék numerikus vizsgálata	15
3.2.1. <i>Nyomáseloszlás a lapátprofil mentén, torlónyomás veszteség</i>	15
3.2.2. <i>Nyomáseloszlás a lapátrés környezetében</i>	16
3.2.3. <i>Áramvonalak vizsgálata a felület mentén</i>	17
3.2.4. <i>Sebességtér gátlás, radiális kiáramlás és az össznyomás növekedés kapcsolata</i>	17
3.3. Reverzálható járókerék vizsgálata	19
4. ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK	20
5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK	24
6. ÖSSZEFOGLALÁS	25
7. AZ ÉRTEKEZÉS TÉMAKÖRÉHEZ TARTOZÓ KIEMELT PUBLIKÁCIÓK	26

JELÖLÉSJEGYZÉK

γ	lapátmetszet beállítási szög az axiális iránytól mérve	[fok]
η_h	hidraulikai hatásfok	[-]
η_{hT}	tervezési hidraulikai hatásfok	[-]
Θ	lapátprofil vázvonala középponti szöge	[fok]
ΔP_t	össznyomás különbség járókerék után és előtt az abszolút rendszerben	[Pa]
Δp_{cir}	kerületi irányban értelmezett nyomás változás	[Pa]
v	agyviszony	[-]
ρ	sűrűség	[kg/m ³]
σ	rácsosztás	[-]
τ	lapátrés méret	[m]
φ	mennyiségi szám	[-]
φ_3	lokális axiális mennyiségi szám	[-]
ψ	nyomásszám	[-]
ψ_{meas}	mérésből számolt mennyiségi szám	[-]
ψ_t	tervezési mennyiségi szám	[-]
A_{gy}	gyűrűfelület	[m ²]
AFB	axiális sebességtér gátlás tényezője	[-]
C_L	felhajtóerő 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]
DF	diffúzió szám	[-]
DF_a	lapátvégen értelmezett diffúzió szám	[-]
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]
J	joságtényező	[-]
k	perdület konstans	[-]
n	perdület kitevő	[-]
n_f	járókerék fordulatszám	[1/s]
N	lapátszám	[-]

p	nyomás	[Pa]
p_t	relatív rendszerben értelmezett torlónyomás	[Pa]
p_0	statikus nyomás a lapát belépőél előtt	[Pa]
p_{00}	relatív rendszerben értelmezett össznyomás a belépőél előtt	[Pa]
Q	térfogatáram	[m ³ /s]
R^*	dimenziótlán sugár	[-]
r	forgástengelytől mért sugár	[m]
r_i	agysugár	[m]
r_k	lapátközép sugár	[m]
r_a	lapátvég sugár	[m]
Re	Reynolds-szám	[-]
s	lapátosztás	[m]
spn	dimenziótlán futó koordináta a lapátmagasság mentén	[-]
u	kerületi sebesség	[m/s]
u_a	lapátvég kerületi sebesség	[m/s]
v_0	belépő abszolút sebesség	[m/s]
v_{3m}	kilépő abszolút sebesség axiális irányú vetülete	[m/s]
v_{3u}	abszolút tangenciális sebesség a lapát kilépőél mögött	[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_{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]
$w_{max,free}$	maximális relatív sebesség a szívott lapátoldalon	[m/s]
x	futó koordináta	[m]
Y_r	átlagolt radiális sebesség tényező	[-]
Y_{sb2b}	átlagolt szekunder sebesség tényező	[-]
$[\bullet]_a$	lapáttő metszeten értelmezett mennyiség	
$(\bullet)_{CFD}$	3D súrlódásos CFD	

(•) _{STR}	radiális felfűzési vonalú lapát
(•) _{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

1.1. A választott témakör jelentősége

A ventilátorok mezőgazdasági és ipari 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 lapátos tervezés továbbfejlesztésénél, a lapátcsatornában lezajló áramlástani folyamatok jobb megértéséhez, szükséges a térbeli, 3D áramlási folyamatok körültekintő ismerete.

A 3D áramlás részletes vizsgálatához, lokalizálni kell a főbb lapátcsatorna áramlási jelenségeket, úgy mint a lapáttő leválás-, lapátvég részáramlás-, fali határréteg mozgás jelenségei. Ezek együttes kölcsönhatása, a tervezési közegmennyiségnél, befolyásolja a perdület eloszlást, azaz a járókerék hidraulikai hatásfokát. Célul tűztem ki, olyan számítási modell 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 jóság eldöntésére, iteratív megközelítést feltételez.

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 járókerék 3D numerikus vizsgálata eltérő résméretetek esetén.
2. Változó cirkuláció módszerén alapuló számítási modell kidolgozása, amely nyilazott lapátalakot eredményez és az előtervezésnél figyelembe veszi a 3D lapátcsatorna jelenségeket. Az új számítási modellel számolt járókerék összehasonlító vizsgálata, a „hagyományos” kiindulási egyenes felfűzési vonalú járókerékkel.
3. Egyszerű geometriájú síklemez lapátos reverzálható ventilátor tervezése és jelleggörbe vizsgálata.

2. ANYAG ÉS MÓDSZER

2.1. Járókerék számítása állandó húrhossz módszerével, előtervezés

Az előtervezés az egyenes lapátokból (STR) álló referencia járókereket számolja. A változó cirkulációra történő tervezés (controlled vortex design: **CVD**) alkalmazásával, lehetséges a perdület eloszlást úgy megválasztani, hogy a lapát húrhossz sugár mentén állandó legyen. A számításnál a tangenciális sebesség:

$$v_{3u} = k \cdot r^n \quad (2.1)$$

A sebességi háromszögeket a (2.1) segítségével a radiális egyensúlyi egyenlettel számolom.

A sebességi háromszögek ismeretében, a beállítási szöget és a lapátprofil vázvonalaának a középponti szögét McKenzie (1997) szerint számolom. A tervezés kiindulási áramlástani paraméterei a 2.1. táblázat tartalmazza.

2.1. táblázat: A Dan26-STR járókerék névleges tervezési paraméterei

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 (ν)	0.676
Tervezési hidraulikai hatásfok (η_{hT})	0.9
Konstans diffúzió szám (DF)	0.5
Lapátprofil	C4-10%

A számolt geometria szerkesztéséhez szükséges adatokat a 2.2. táblázat foglalja össze.

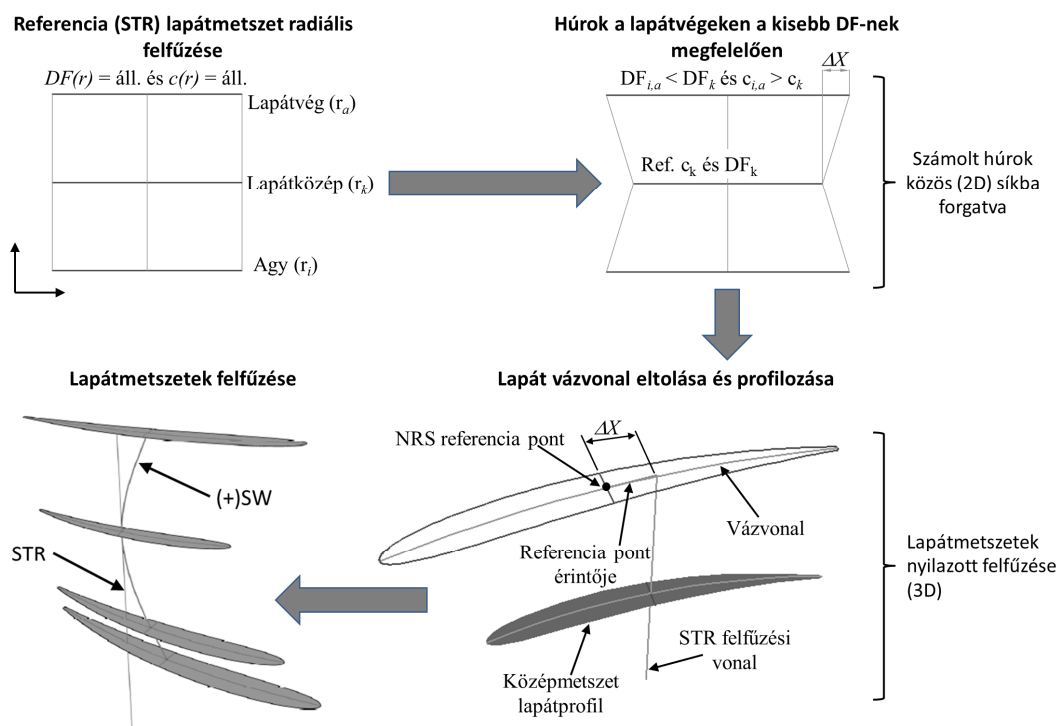
2.2. táblázat: A Dan26-STR járókerék geometriai paraméterei

	Lapátó	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

2.2. Nyilazott lapátózás szerkesztése a tervezési diffúzió szám lokális előírásával

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 lapátvég metszetek diffúzió szám csökkentése a húr hosszak növekedését eredményezi, így lehetővé válik a nyilazott felfűzése a metszeteknek.

A metszetek kilépőél helye változatlan marad. A nyilazott lapátalakot eredményező felfűzési módszert a 2.1. ábra szemlélteti. A beállítási szög (γ) marad a referencia (STR) szerinti. Ezzel összhangban a lapátvég metszetek pozitív nyilazásúak (+SW). Dolgozatomban felfűzési vonal alatt, a lapát vázvonalak ívhosszának felezőpontjait összekötő görbét értem.



2.1. ábra: Nyilazott lapát felfűzése

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

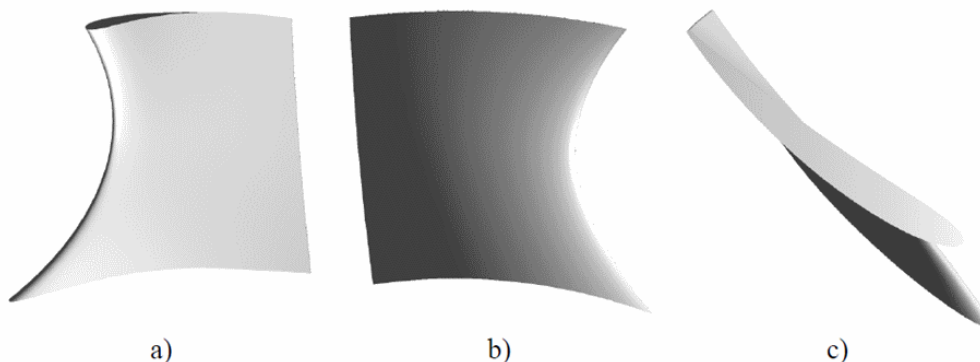
$$J = \frac{2\pi}{Q} \int_{r_i}^{r_a} \frac{\Delta P_{t(SW)}(r)}{\Delta P_{t(STR)}(r)} \cdot v_{3m(STR)}(r) r dr \quad (2.2)$$

A dolgozatomban, a vizsgált nyilazott járókerék (Dan26-SW) főbb paramétereit a 2.3. táblázat mutatja be.

2.3. táblázat: A Dan26-SW járókerék geometriai paraméterei

	Lapáttő	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 2.2. ábra szemlélteti.



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

2.3. Reverzálható járókerék tervezése

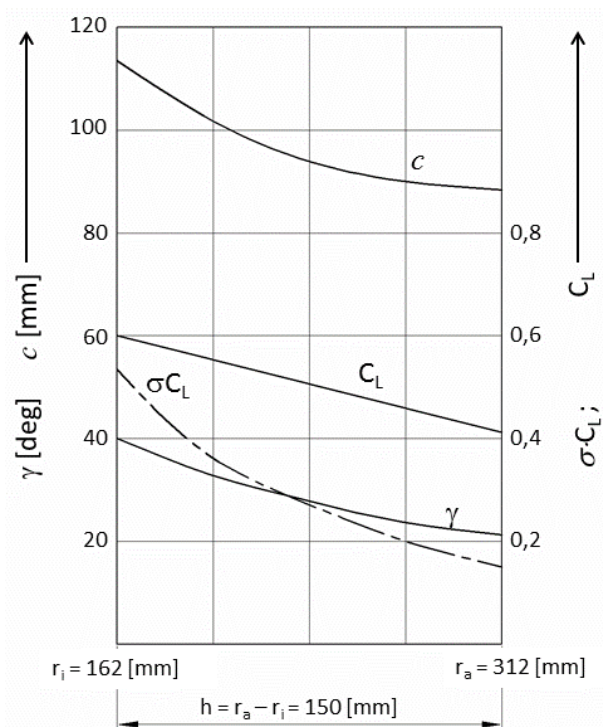
A lapátózás tervezésénél a két-irányban lehetséges légszállítást síklemez lapát segítségével valósítom meg. A járókerék koncepciónál szempont volt az egyszerű előállíthatóság, ezzel összhangban a lapátok elkészítésénél nem alkalmaztunk él-lekerekítést, továbbá légterelő kúpot az agyon. A lapátvég lekerekítése, a lapátrés mérettel csökkentett körív szerint történt a síkba terített lapáton. A lapátokat a meghajlított lemezre szegecsekkel rögzítettük.

Tervezésnél az állandó cirkuláció módszerét (free-vortex design: **FV**) választottam. Tervezésnél a lapátokat magányos szárnynak tekintem ($\sigma \ll 2$). A rácsoztás számításánál az erőtenyező súrlódásmentes alakját (Eck, 2003) alkalmazom. A súrlódás hatását úgy veszem figyelembe, hogy a felhajtóerő-tényező értékét, az egyedülálló szárny diagramból olvasom ki a siklószám figyelembevételével. A tervezési munkapontban előírt paramétereket a 2.4. táblázat tartalmazza.

2.4. 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 főbb áramlástani és geometriai paramétereket a 2.3. ábra szemlélteti.



2.3. ábra: A Dan007 fontosabb áramlástani és geometriai paraméterei

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.

2.4. Numerikus modell validálás

A numerikus modell validálásához a Bup-26 járókereket vettem alapul (Vad, Bencze, 1998). Bevezetem a sugármetszeten átlagolt lokális axiális mennyiségi számot:

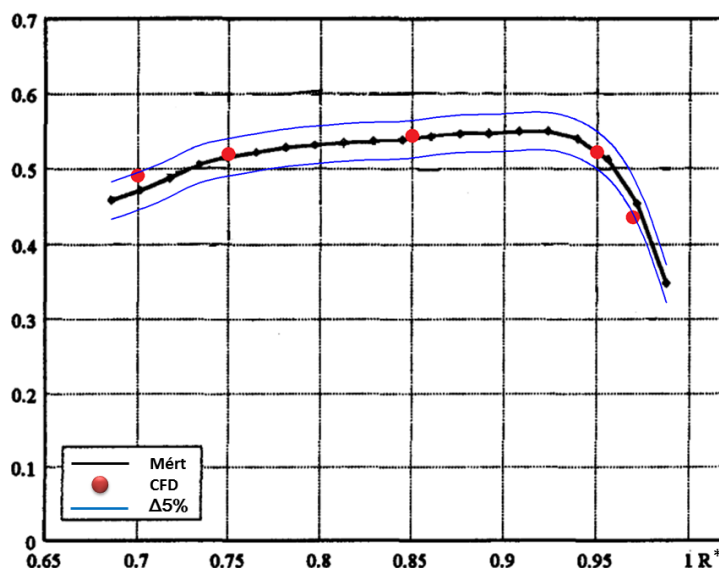
$$\varphi_3(R^*)_{CFD} = \frac{v_{3m}(R^*)_{CFD}}{u_a} \quad (2.3)$$

Ahol $R^* = r/r_a$ dimenziótlán sugár. Kiértékelésnél a kilépő axiális mennyiségi számot öt diszkrét pontra számoltam sugár mentén, értékeket a 2.5. táblázatban foglaltam össze.

2.5. 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 2.4. ábra a mért axiális mennyiségi számot ábrázolja, kék színű vonal a $\pm 5\%$ hibasávot szemlélteti. 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 lapátrés áramlás hatásával magyarázható.



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

3. EREDMÉNYEK

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

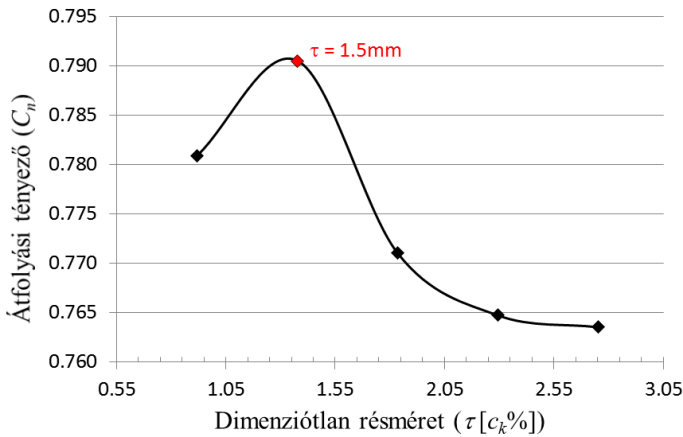
Az alfejezeben az egyenes lapátú járókereket (STR) vizsgálom, eltérő résméretetek esetén. A vizsgált járókerék résméret (τ) sorozat, a lapátközép húrhosszal (c_k) dimenziótlánítva és százalékban kifejezve: $0.9174c_k\%$ (1.0 mm), $1.3761c_k\%$ (1.5 mm), $1.8348c_k\%$ (2.0 mm), $2.2936c_k\%$ (2.5 mm), $2.7523c_k\%$ (3.0 mm).

3.1.1. Lapátrés átfolyási tényező számítása

Az átfolyási szám a lapátrésben:

$$C_n = \frac{\bar{w}_N}{\bar{w}_{N,2D}} \quad (3.1)$$

Az átfolyási szám $\tau = 1.3761c_k\%$ résméret esetén maximális (3.1. ábra). Ebből arra lehet következtetni, hogy a résben a súrlódási veszteség itt a legkisebb, továbbá a résből kilépő átlagsebesség itt veszi fel a maximális értéket.



3.1. ábra: Átfolyási tényező a résméret függvényében

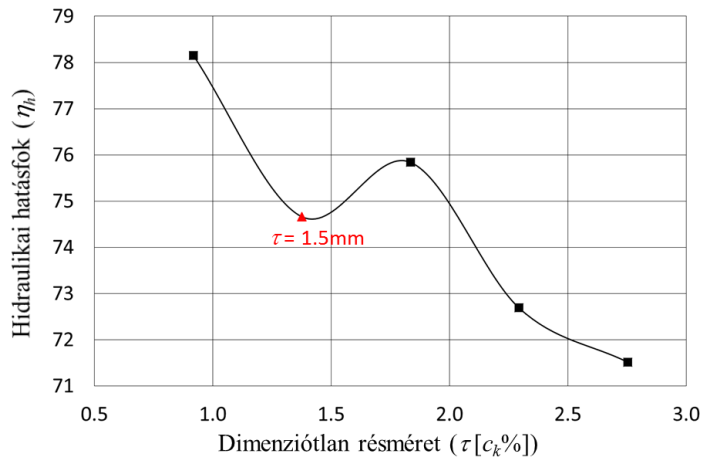
További vizsgálataimnál, figyelmet fordítok a $\tau = 1.3761c_k\%$ (1.5mm) résmérethez kapcsolódó áramlástani tulajdonságok felderítésére.

3.1.2. A járókerék hidraulikai hatásfoka

A járókerék hidraulikai hatásfoka:

$$\eta_h = \frac{(\Delta P_t)_{CFD}}{\Delta P_t} 100 = \frac{\psi_{CFD}}{\psi} 100 \quad (3.2)$$

Lokális minimum állapítható meg $\tau = 1.3761c_k\%$ résméret esetén (3.2. ábra).



3.2. ábra: Hidraulikai hatásfok a résméret függvényében

3.1.3. A 3D áramlás jellemzése átlagolt paraméterekkel

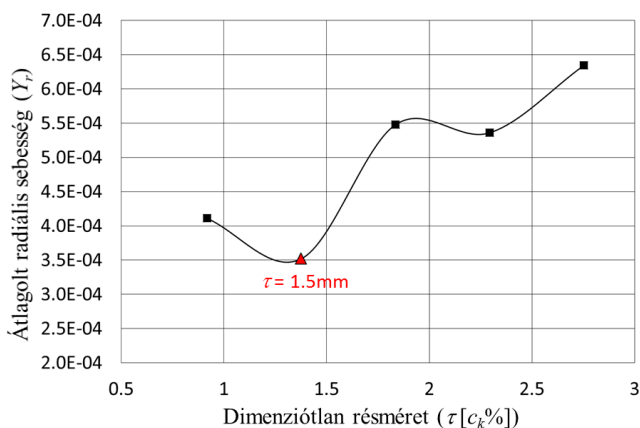
A tervezésitől eltérő, szekunder sebesség:

$$\mathbf{w}_s = \mathbf{w}_r + \mathbf{w}_{sb2b} \quad (3.3)$$

A lapátmagasságon átlagolt radiális sebesség komponens tényezője:

$$Y_r = \frac{(\rho/2) \int |\overline{w_r}|^2 d(spn)}{(\rho/2) u_a^2} \quad (3.4)$$

Ahol $(spn = (r - r_i)(r_a - r_i)^{-1})$ a futó koordináta. Látható, hogy a legnagyobb réssebességet (3.1. ábra) és a lokális hidraulikai hatásfokot minimumot (3.2. ábra) adó résméretnél ($\tau = 1.3761c_k\%$) kapjuk a legkisebb radiális átlagsebességet (3.3 ábra).

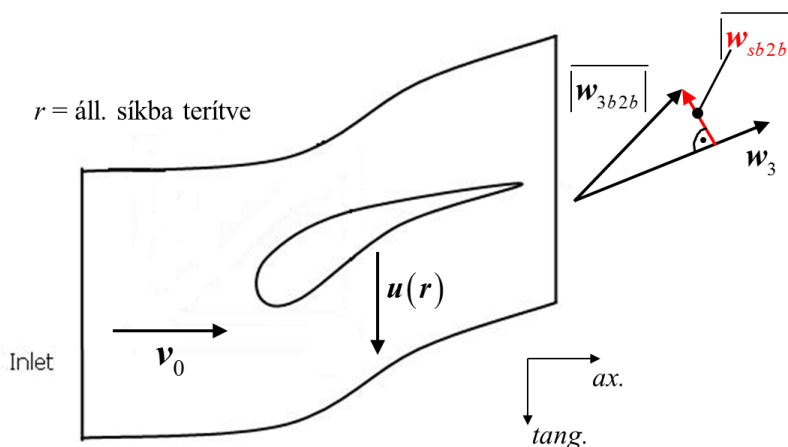


3.3. ábra: Lapátmagasság mentén átlagolt radiális sebesség komponens

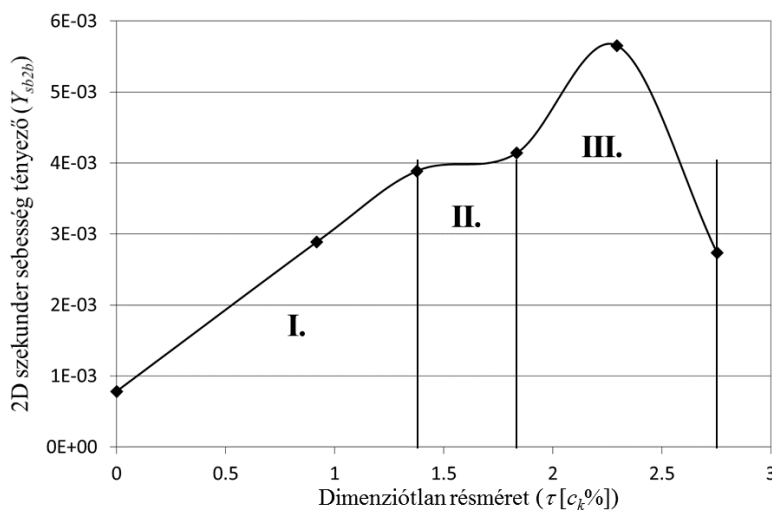
A tervezési síkban, a szekunder sebesség komponens tényezője:

$$Y_{sb2b} = \frac{(\rho / 2) \int_0^1 \overline{|w_{sb2b}|^2} d(sp_n)}{(\rho / 2) u_a^2} \quad (3.5)$$

A tervezési, kilépő relatív sebességre merőleges szekunder komponens (w_{sb2b} , (3.3)), a következőképpen értelmezem (3.4. ábra) adott sugarú síkba terített rácsmetszeten (3.4. ábra):



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



3.5. ábra: Tervezési síkban átlagolt szekunder sebesség tényező a dimenziótlan rész méret függvényében

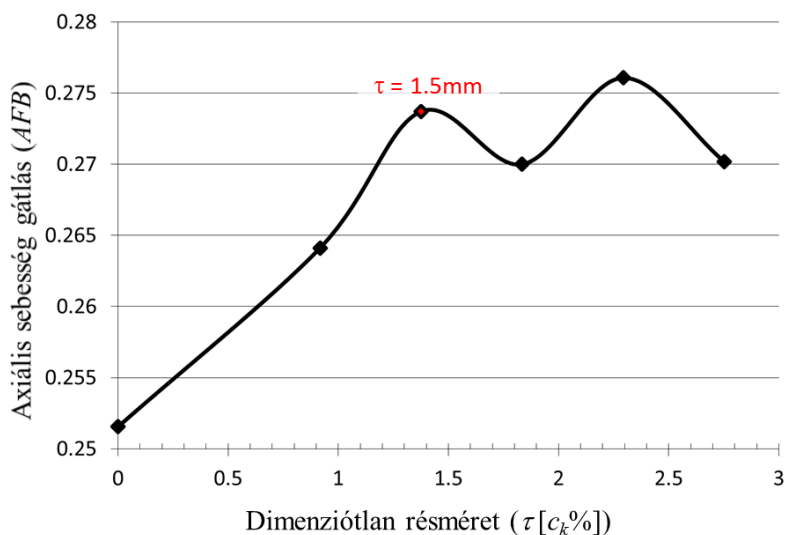
A szekunder sebesség tényező három jellegzetes tartományra bontható fel (3.5. ábra). Az I. a lineáris szakasz, amely $1.3761c_k\%$ résméretig terjed. A II. a konstans szakasz, ez $1.8348c_k\%$ -ig terjed. Az utolsó (III.) tartományt egy konkáv függvény írja le. A korábban szélsőértékeket adó $1.3761c_k\%$ (1.5mm) résméret itt a lineáris és a konstans szakasz határán fekszik. A 0 -résméret esetén a csőfal a rotorral együtt futott a szimuláció során.

3.1.4. Sebességtér gátlás vizsgálata

Gátoltnak nevezem azt a tartományt, ahol a vizsgált axiális sebesség komponens kisebb, mint a tervezési. A gátolt tartományban az f_{ax} egységugrás függvény értéke egy. Ennek viszonya a teljes átfolyási keresztmetszettel megadja a gátlás tényezőt:

$$AFB = \frac{\iint f_{ax}(r, \theta) r dr d\theta}{\iint 1 \cdot r dr d\theta} \quad (3.6)$$

A 3.6. ábra alapján megállapítom, hogy lokális maximuma van a $\tau = 1.3761c_k\%$ (1.5mm) résméretnek.



3.6. ábra: Axiális sebesség gátlás (AFB)

3.1.5. Statikus nyomás eloszlása a lapátvégen

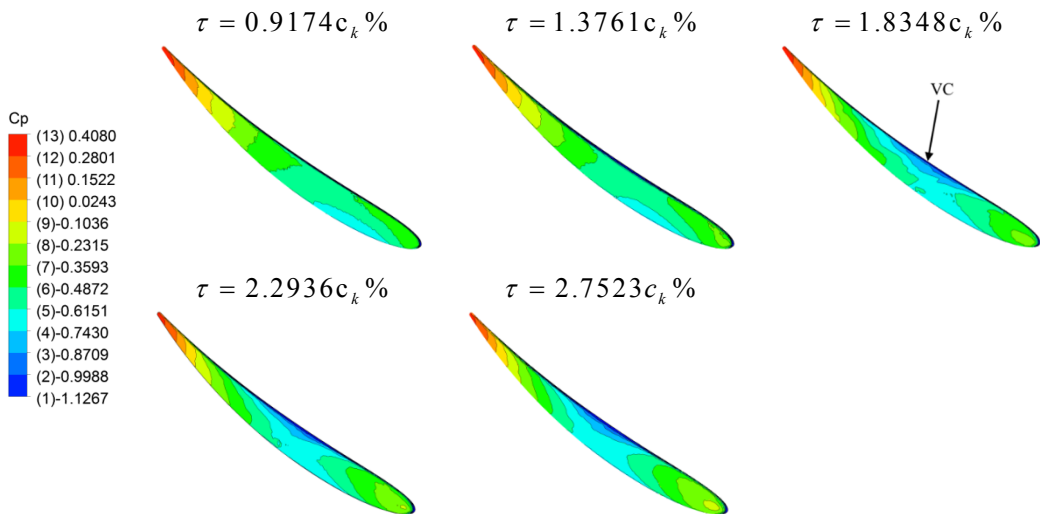
A (statikus) nyomástényező definíciója:

$$C_p = \frac{p - p_0}{0.5 \rho u_a^2} \quad (3.7)$$

A lapátvég nyomástényező eloszlását a 3.7. 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 rásáramlás

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 $\tau = 1.3761c_k \%$ (1.5mm) résméret esetén, a vena-contracta jelensége még nem alakult ki (3.7. ábra).



3.7. ábra Statikus nyomástényező (C_p) eloszlás a lapátvégen

3.2. A tervezési lokális diffúzió szám előírásán alapuló nyilazott lapátosású járókerék numerikus vizsgálata

3.2.1. Nyomáeloszlás a lapátprofil mentén, torlónyomás veszteség

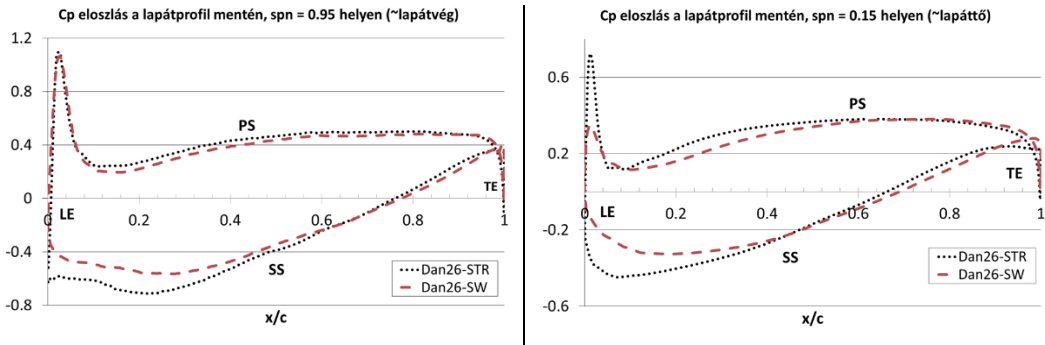
A lapáttónél és a lapátvégen depresszió csúcs csökkenés figyelhető meg (3.8. ábra). A depresszió csökkenés egyik oka a lapátvégek (+)SW következménye, amely lokális sebesség növekedés eredményez. A mérsékelt szívott oldali nyomás gradiens kialakulásának másik oka, a kisebb tervezési diffúzió szám (DF) eredménye:

$$DF \sim DF_{loc} = 1 - \frac{w_3}{w_{max,free}} \Rightarrow DF \downarrow \therefore w_{max,free} \downarrow \quad (3.8)$$

A kisebb diffúzió szám kisebb szívott oldali sebesség csúcsot ($w_{max,free}$) eredményez:

$$p_{00} \approx p_t = p + \frac{\rho}{2} w_{max,free}^2 \approx \text{áll.} \Rightarrow w_{max,free} \downarrow \therefore p \uparrow \quad (3.9)$$

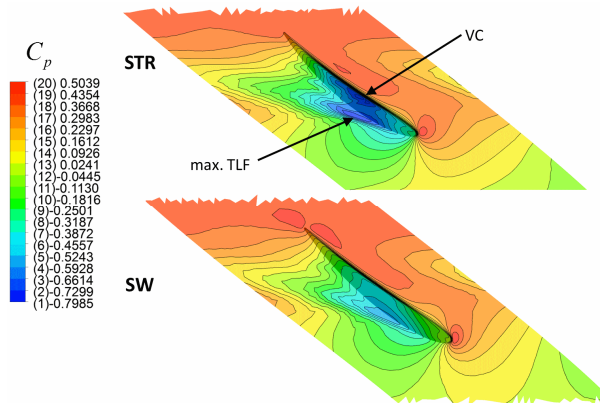
Ahol (p_t) a lokális torlónyomás.



3.8. ábra: Lapátprofil nyomáseloszlás (C_p) ábrák

3.2.2. Nyomáseloszlás a lapátrés környezetében

A nyomástényező eloszlást, a lapátvég és a csőfal közötti távolság felénél vettem fel (3.9. ábra).



3.9. ábra: Nyomástényező eloszlás a lapátrés méret középtávolság mentén

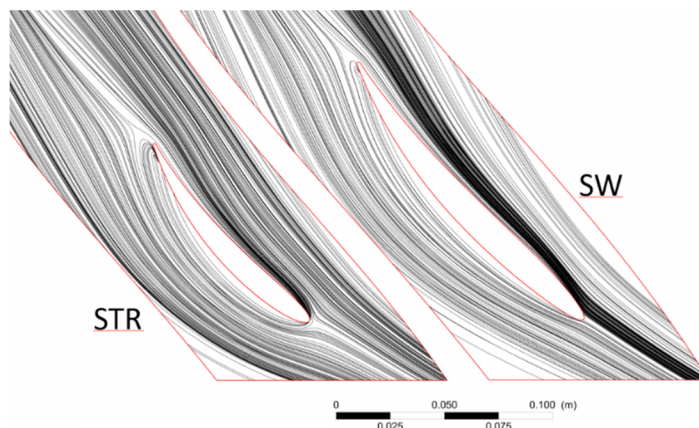
A Számítási Modellel kapott nyílazott járókerék (SW) esetén, a vizsgált résméretnél ($\tau = 1.3761c_k \%$), a lapátrésben az áramlási veszteség kisebb, mint az egyenes felfűzési vonalú járókerék (STR) esetén. A nyílazott járókerék izobár vonalai (3.9. ábra) a lapátközéptől a kilépő élig a húrra merőlegesek, azaz a résáramlást a lapáatterhelés befolyásolja (Yamamoto, 1989). Ezzel szemben az egyenes lapátnál az izobárok görbültek, ezért itt a lapátrés áramlást a viszkozitás befolyásolja.

Az egyenes lapátozásnál a vena contracta (VC) 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 (3.9. ábra), a nyílazott lapát esetén kisebb. Ennek megfelelően alakulnak a résen átlépő közeg átlagsebességei is, a referencia járókerék esetén 27.05 m/s a nyílazott lapát esetén 24.4 m/s . A nyílazott járókerék kedvező kisebb réssebessége, a lecsökkent tervezési diffúzió szám következménye (3.8), amely lapáatterhelés mérséklő hatását (3.9). A nyílazott lapát kisebb áramlási veszteségét igazolja a lapátrésben, a nagyobb

átfolyási szám is. Nyilazott lapátnál $(C_n)_{SW} = 0.7884$, egyenes lapátnál $(C_n)_{STR} = 0.771$.

3.2.3. Áramvonalak vizsgálata a felület mentén

Felületi áramvonalak vizsgálata segítségével, a határréteg mozgás és leválás nyomon követhető.



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

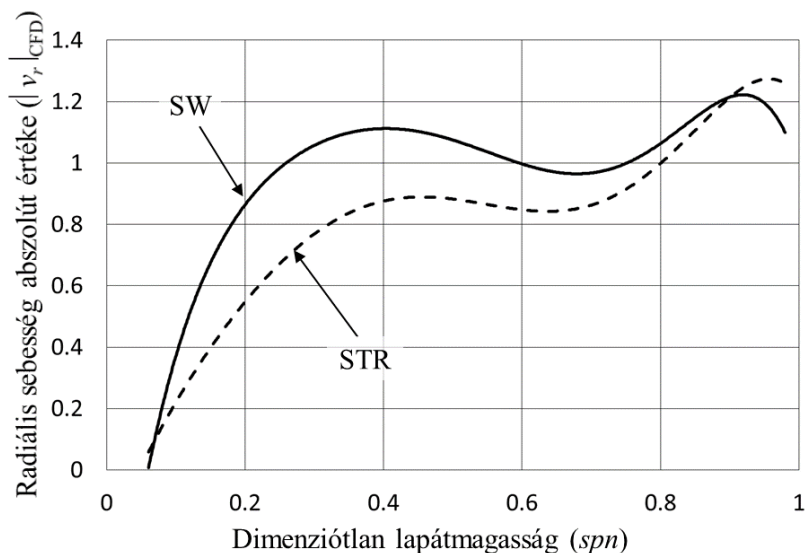
A nyilazott járókerék esetén (SW), a lapáttó leválás kisebb kiterjedésű, mint az egyenes lapátos járókerék (STR) esetén. A lapáttónél kisebb tervezési diffúzió szám (3.8) lecsökkent áramlás irányú nyomás gradienst eredményez (3.9) a szívott oldal mentén. Ugyanakkor a húr hossz hosszabbodása és a vázvonallal központi szög csökkenése kisebb tangenciális irányú nyomásváltozást eredményez. Ez összhangban van Ng et al. (2008) görbe falakra adott egyenletével (3.10). A számítási modellből következő tangenciális- és az áramlás irányú nyomás gradiens csökkenés szintén a lapáttó leválás ellen hat (Gbadebo, 2007).

$$\frac{\Delta p_{cir}}{0.5\rho w_0^2 s} = \frac{\rho w_\infty^2 2 \sin\left(\frac{\Theta}{2}\right)}{0.5\rho w_0^2 c} = f(\Theta, c) \Rightarrow (\Theta \downarrow \wedge c \uparrow) \therefore \Delta p_{cir} \downarrow \quad (3.10)$$

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

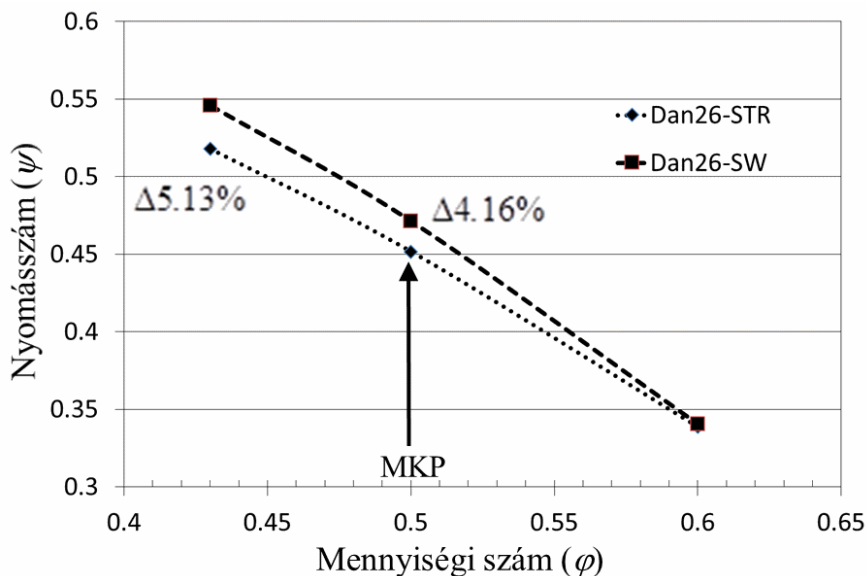
A gátlás tényező értéke a referencia lapátnál $AFB_{STR} = 27.371 \cdot 10^{-2}$, a nyilazott lapát esetén $AFB_{SW} = 25.5013 \cdot 10^{-2}$. A nyilazott járókerék kisebb axiális sebességtér gátlás (AFB) következménye, hogy így a hasznos átáramlási keresztmetszete nagyobb, mint az egyenes járókeréké, azaz a folytonosság tétele következtében, az axiális sebesség komponense kisebb a gátolt tartományon kívül. Figyelembe véve, hogy a sugáron átlagolt abszolút radiális sebesség (3.11. ábra) a nyilazott lapát esetén nagyobb a lapátmagasság 10...80% tartományában, ezzel összhangban a

tangenciális sebesség és így a perdület is nagyobbra adódik a nyilazott lapatozásnál, összhangban a szimulációból kapott eredménnyel (3.12. ábra).



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

A nyomásszám $\psi = \Delta P_t (0.5 \rho u_a^2)^{-1}$ és a mennyiségi szám $\varphi = Q (A_{gy} u_a)^{-1}$. Jóság tényező értéke a munkapontban $J_{MKP} = 1.04382$, fojtott állapotban $J_{Fojt} = 1.05713$. Megállapítom, hogy a Számítási Modellel kapott nyilazott járókerék, nagyobb össznyomás növekedést teljesít.



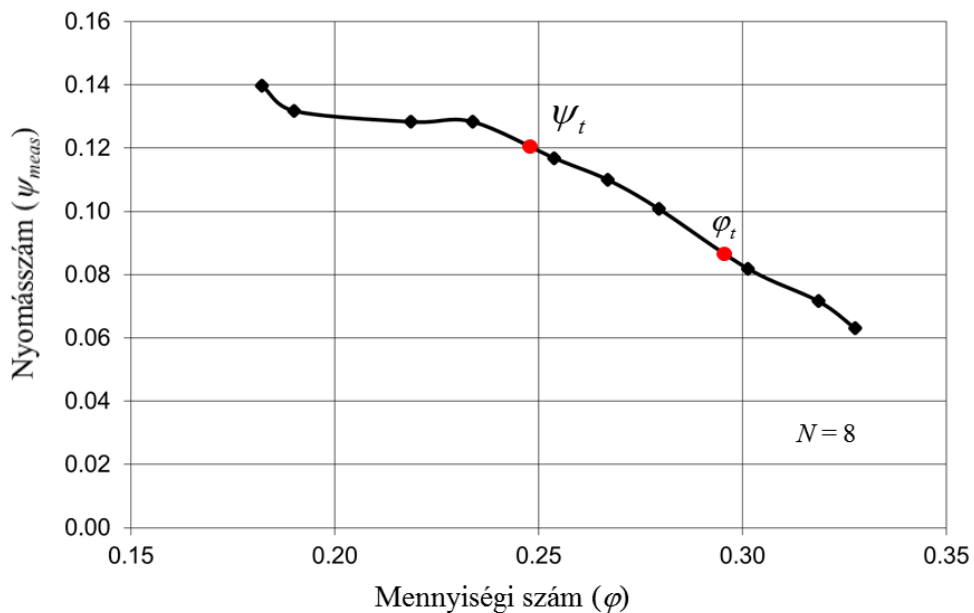
3.12. ábra: CFD szimulációból kapott jelleggörbe

3.3. Reverzálható járókerék vizsgálata

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

$$\eta_h = \frac{\psi_{meas}|_{\varphi_t}}{\psi_t} 100 = \frac{0.085}{0.12} 100 \approx 71\% \quad (3.11)$$

Figyelembe véve a szerényebb mért- és tervezésnél becsült hidraulikai hatásfok értékét (3.11) továbbá, hogy a tervezési mennyiségi szám a jelleggörbe letöréséhez közel kerül (3.13. ábra), 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 ($\nu \uparrow$) 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.

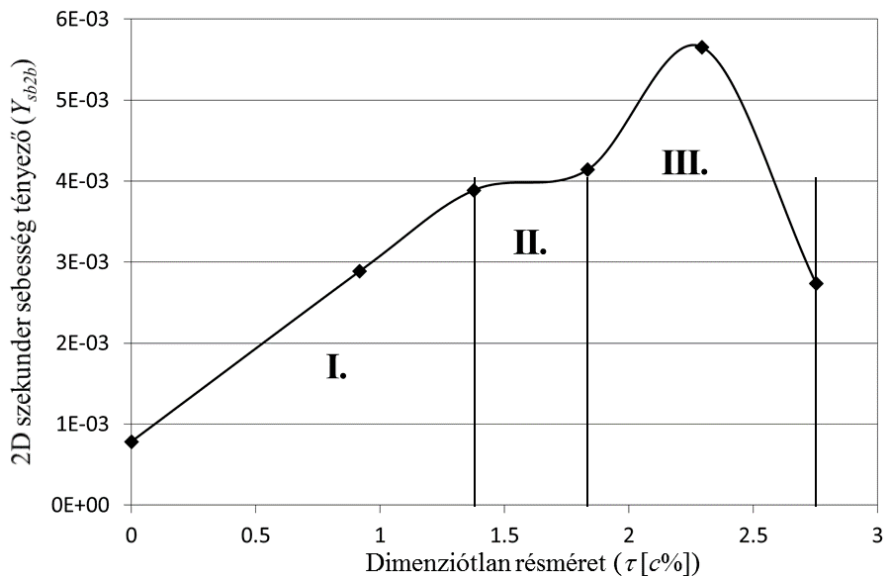


3.13. ábra: Reverzálható Járókerék jelleggörbéje a tervezési fordulatszám

4. ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK

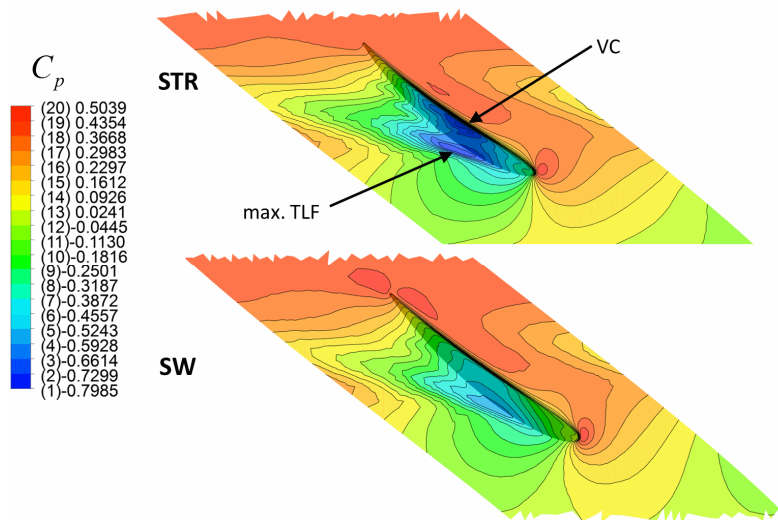
Az elvégzett és a dolgozatban bemutatott kutatómunka során elért új tudományos eredmények a következők:

1. Méréssel validált CFD szimuláció segítségével kimutattam, hogy a változó cirkuláció módszerével konstans húrra és állandó diffúzió számra tervezett egyenes lapátozás, a vizsgált rés méretben lokális hidraulikai hatások 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 hatások minimumához 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 húrra merőlegesek, ez arra utal, hogy a részáramlást itt a lapáttérhelés indukálja. A vizsgált nagyobb rés méretnél a kilépőél felé az izobár vonalak görbültek, azaz itt a részáramlást 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 ($\tau = 1.3761 c_k \%$), 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 lapáatterhelés befolyásolja. Ezzel szemben az egyenes lapátnál az izobárok görbültek, ezért itt a lapátrés áramlást a viszkozitás befolyásolja. Az egyenes lapátózásnál 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 lapáatterhelés 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 lapátózású kiindulási járókeréknek. A lapáttőnél kisebb tervezési diffúzió szám lecsökkent áramlás irányú nyomásgradienst eredményez a szívott oldal mentén. Ugyanakkor a húr hossz hosszabbodása és a vázvonala középponti szög csökkenése kisebb tangenciális

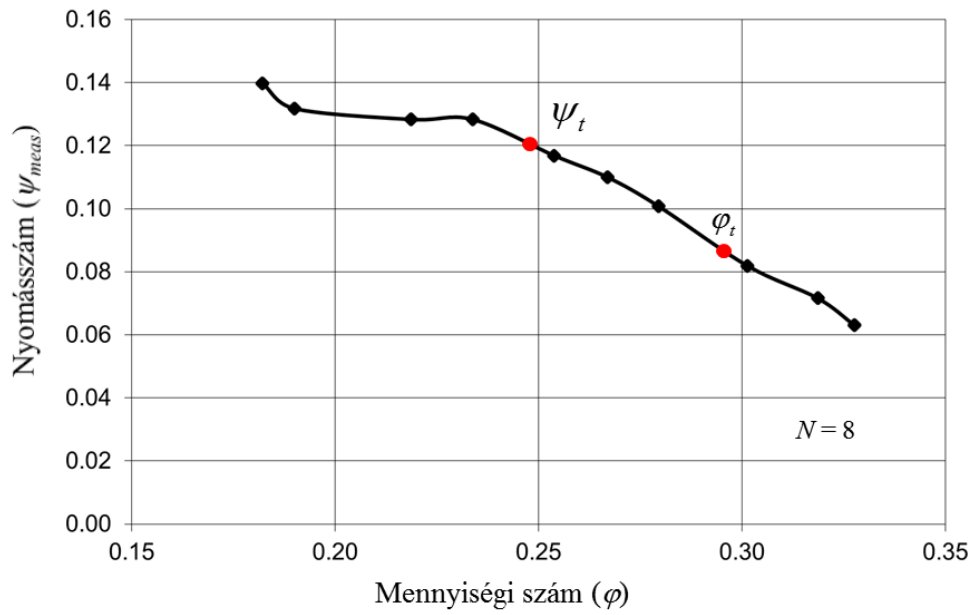
irányú nyomásváltozást eredményez. A számítási modellből következő tangenciális- és az áramlás irányú nyomás gradiens csökkenés szintén a lapáttó leválás ellen hat.

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 $\psi_{meas}|_{\varphi} \rightarrow \psi_t$. 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 fordulatszámon

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 nyilazott lapátozás 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, súrlódásos 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. lapátozás mögött kisebb keveredés, gátolt tartomány mérete, áramvonalak útja a szívott lapátfelületen, amit a falsúrlódás 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.

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

Vizsgáltam az eltérő résméretetek 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

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 húrhosszra tervezett (STR) járókerék esetén megvizsgáltam az eltérő résméretetek 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 résméret függvényében három jellemző szakaszra bontható.

Lapát pozitív nyilazás módszerével a leválás mentes üzemállapot tartomány kiterjeszthető. A tervezésnél a kiindulási járókerék, az állandó húrra és konstans diffúzió számra tervezett lapátózás. Nyilazott lapátalakot úgy kapom, hogy a kiindulási járókerék lapáttónél 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 húrhossz elérhető. A lapátvégeken a kisebb tervezési diffúzió szám áramlástanilag előnyösebb. Lapátmetszetek felfűzésénél a kilépőél nem nyilazott. Az így készült nyilazott lapátózás esetén a szívott oldali lapáttónél a leválás fajlagosan kisebb, ill. a lapátközéptől a lapátvégig az áramvonalak elrendezése a lapátfelületen a primer áramlási mezővel jó közelítéssel megegyezik. A lapátózás 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 nyilazott járókerék, a munkapontban is nagyobb össznyomás különbséget teljesít. Az új Számítási Modellel kapott nyilazott lapátalak, a hagyományos tervezéssel szemben, az előtervezés eredménye. Azaz a lapátnyilazás tulajdonság bemeneti tervezési paraméter, a bevezetett jóságtényező és a 3D áramlási hatásokat figyelembe véve.

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

7. AZ ÉRTEKEZÉS TÉMAKÖRÉHEZ KAPCSOLÓDÓ KIEMELT 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.